

Universidad Autónoma de Nuevo León
Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica
Subdirección de Estudios de Posgrado



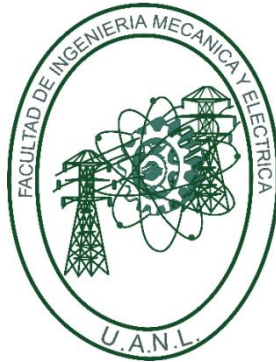
**Caracterización Termohidráulica del Área de Transferencia de
Calor en Superficies Extendidas Mediante Simulación Numérica**

Autor: Ing. Yonathan Armando Loredó Sáenz

Director: Dr. Arturo Morales Fuentes

En opción al grado de Maestría en Ciencias de la Ingeniería con
Orientación en Energías Térmica y Renovable.

Universidad Autónoma de Nuevo León
Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica
Subdirección de Estudios de Posgrado



Caracterización Termohidráulica del Área de Transferencia de Calor en Superficies Extendidas Mediante Simulación Numérica

Autor: Ing. Yonathan Armando Loredó Sáenz

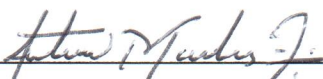
Director: Dr. Arturo Morales Fuentes

En opción al grado de Maestría en Ciencias de la Ingeniería con
Orientación en Energías Térmica y Renovable.

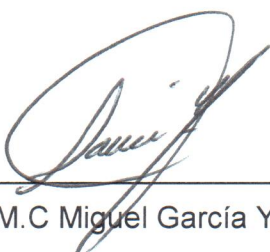
Universidad Autónoma de Nuevo León
Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica
Subdirección de Estudios de Posgrado

Los miembros del Comité de Tesis recomendamos que la tesis **Caracterización termohidráulica del área de transferencia de calor en superficies extendidas mediante simulación numérica** realizada por el alumno Yonathan Armando Loredo Sáenz, con número de matrícula 1359648, sea aceptada para su defensa como opción al grado de Maestro en Ciencias de la Ingeniería con Orientación en Energías Térmica y Renovable.

El comité de tesis


Dr. Arturo Morales Fuentes
Asesor


Dr. Fausto Alejandro Sánchez Cruz
Revisor


M.C Miguel García Yera
Revisor


Dr. Simón Martínez Martínez
Subdirector de Estudios de Posgrado

A MIS PADRES

CON TODA LA GRATITUD Y CARIÑO

Agradecimientos

Al Dr. Arturo Morales Fuentes, por su labor de maestro y asesor. Por permitirme su tiempo, en la realización de este proyecto. Sus valiosas enseñanzas, su paciencia hacia mi persona, sus consejos y apoyo recibidos.

Al Dr. Santos Méndez Díaz, por compartir sus conocimientos, su apoyo y sus enseñanzas académicas como profesionales durante mi estadía en la maestría.

Al jurado calificador, el Dr. Fausto Alejandro Sánchez Cruz y M.C. Miguel García Yera, al formar parte del momento final de mi tesis. Y compartir su valiosa experiencia y comentarios en la mejora de esta.

A los profesores, Dr. Simón Martínez Martínez, Dra. Elvira Martínez García, Dra. Verónica Almaguer Cantú, por sus enseñanzas en las aulas de clase y por su participación en esta etapa de mis estudios.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) que me ha permitido cursar mis estudios de maestría en esta facultad y el apoyo económico que me brindaron.

A mis compañeros y amigos del programa de estudios, por compartir buenas experiencias y dejarme aprender de ustedes.

Por su apoyo y cariño incondicional para mi compañera de vida, Ariana Santana. Y especialmente para mi padre, mi madre y mis hermanos. A ustedes les dedico este trabajo base de la perseverancia que sembraron en mi cada instante de mi vida.

A todos ustedes, muchas gracias por todo.

Índice General

Índice de Figuras	III
Índice de Tablas	V
Resumen	1
1. Introducción	3
1.1. Planteamiento del problema	3
1.2. Objetivos y alcances	5
1.3. Hipótesis	6
1.4. Estructura del documento	6
2. Intercambiadores de Calor	8
2.1. Clasificación de los intercambiadores de calor	10
2.1.1. Aplicaciones de los intercambiadores de calor	14
2.2. Métodos de evaluación	16
2.2.1. Método de la Diferencia de Temperatura Media Logarítmica ($LMTD$)	18
2.2.2. Método del Número de Unidades de Transferencia ($\varepsilon - NTU$)	19
2.3. Caracterización Termohidráulica	20
2.3.1. Eficiencia y eficacia de aleta	21
2.3.2. Factores de Colburn y de fricción	25
3. Modelado Computacional	29
3.1. Dinámica de fluidos	30
3.2. Ecuaciones de conservación aplicada a régimen laminar	30
3.2.1. Ley de conservación de masa	31
3.2.2. Conservación de cantidad de movimiento	32
3.2.3. Conservación de la energía	33
3.3. Ecuaciones de conservación aplicada a régimen turbulento	34
3.3.1. Transición de flujo laminar a turbulento	35
3.4. Dinámica de fluidos computacional (CFD)	36
3.4.1. Discretización	37
3.4.2. Modelado	40
3.4.3. Métodos de solución	40

3.4.3.1. Términos difusivos	40
3.4.3.2. Diferencias de presión	41
3.4.3.3. Términos convectivos	41
3.4.4. Control de solución	42
3.4.5. Errores en la solución	43
4. Metodología	44
4.1. Geometría	44
4.2. Implementación de herramienta de simulación	45
4.2.1. Mallado	46
4.2.1.1. Aleta Rectangular	47
4.2.1.2. Aleta Anular	49
4.2.2. Preprocesamiento	51
4.2.2.1 Modelos	51
4.2.2.2. Materiales y propiedades físicas	51
4.2.2.3. Condiciones Frontera	52
4.2.3 Postprocesamiento	56
4.3. Validación	56
4.4. Comparación de eficiencias y desempeño termohidráulico	57
4.5 Conclusión	58
5. Resultados	59
5.1. Geometría	59
5.2. Generación de malla	60
5.3. Comparación de modelos laminares y turbulentos	61
5.4. Propiedades físicas de materiales y fluidos	62
5.5. Condiciones frontera	63
5.6. Validación del modelo numérico	65
5.7. Análisis de sensibilidad de malla	67
5.8. Comparación entre aletas cuadrada y anular	69
5.9. Efecto del número de hileras	73
5.10. Conclusión	73
6. Conclusiones y Trabajo Futuro	75
6.1. Conclusiones	75
6.2. Trabajo futuro	76
Bibliografía	77

Índice de Figuras

2.1.	Geometrías convencionales de intercambiadores tipo tubos y aletas.....	10
2.2.	Intercambiadores de calor recuperadores	10
2.3.	Clasificación por procesos de transferencia.....	11
2.4.	Clasificación por mecanismos de transferencia.....	12
2.5.	Clasificación por arreglo de flujo.....	12
2.6.	Clasificación por geometría de la construcción.....	12
2.7.	Intercambiador de calor del tipo de tubos y aletas rectangulares.....	13
2.8.	Tipos de arreglos de tubos.....	14
2.9.	Modelo geométrico de una superficie de intercambio de calor.....	16
2.10.	Coeficiente global de transferencia de calor a través de una pared plana.....	18
2.11.	Temperatura media logarítmica para diferentes arreglos.....	18
2.12.	Características de la aleta a partir de la base.....	22
2.13.	Curvas de eficiencia para aleta anular.....	24
2.14.	Desempeño termohidráulico de un intercambiador de calor tipo tubos y aletas.....	27
3.1.	Representación del flujo de masa a través de un volumen diferencial.....	31
3.2.	Representación de la variación local de la velocidad con el tiempo.....	35
3.3.	Tipos de elementos tridimensionales.....	38
4.1.	Superficies extendidas de tipo tubo y aletas.....	45
4.2.	Sección de análisis de una geometría rectangular.....	45
4.3.	Zonas que conforman el dominio computacional.....	47
4.4.	Malla sobre la sección tubo y aleta rectangular	48

4.5.	Detalle de malla en la zona de transición anular – rectangular.....	48
4.6.	Malla en la zona anterior para aleta rectangular.....	49
4.7.	Malla sobre la sección tubo y aleta anular	49
4.8.	Detalle de malla en cuerpo envolvente.....	50
4.9.	Malla sobre el espacio posterior en la aleta anular	50
4.10.	Fronteras periódicas de tipo tangencial y traslacional.....	55
5.1.	Factor de Colburn a partir de diferentes modelos de turbulencia.....	61
5.2.	Factor de fricción para varios modelos de turbulencia.....	62
5.3.	Representación de las condiciones frontera para el aire envolvente.....	63
5.4.	Condiciones frontera para la sección de la aleta.....	63
5.5.	Condiciones frontera- sección de tubo.....	64
5.6.	Validación numérica - factor de Colburn.....	66
5.7.	Validación numérica - factor de fricción.....	67
5.8.	Análisis de sensibilidad de malla para factores de Colburn.....	68
5.9.	Análisis de sensibilidad para factores de fricción.....	69
5.10.	Perfil de temperatura sobre la aleta a una velocidad de 2 m/s.....	70
5.11.	Comparación de eficiencia entre aletas cuadrada y anulares.....	70
5.12.	Contornos de velocidad para el aire.....	71
5.13.	Factor de Colburn para las geometrías de estudio.....	72
5.14.	Factor de fricción para las geometrías de estudio.....	72
5.15.	Efecto del número de hileras en el factor de Colburn.....	73
6.1	Aleta del tipo tubo y pernos.....	76

Índice de Tablas

2.1.	Efectividad térmica para arreglos en paralelo y contracorriente.....	20
3.1.	Valores de sesgo para la calidad de la malla.....	38
4.1.	Clasificación de las condiciones frontera	52
4.2.	Representación matemática de las condiciones frontera	53
4.3.	Representación matemática de la condición pared	54
5.1.	Dimensiones geométricos de los dominios computacionales	60
5.2.	Características de la geometría de referencia	60
5.3.	Estadísticas de mallado	60
5.4.	Propiedades de los materiales y fluidos	62
5.5.	Resumen de las condiciones frontera	65
5.6.	Desviación del factor de fricción para número de Reynolds 1,000 ...	69

Resumen

Los intercambiadores de calor son dispositivos ampliamente utilizados tanto en aplicaciones industriales como domésticas. Tienen la finalidad de retirar o suministrar cargas térmicas bajo caídas de presión permitidas. Existe una amplia gama de intercambiadores de calor, los cuales están diseñados y clasificados para una gran variedad de aplicaciones como refrigeración, producción de energía, procesamiento químico, entre otros, así como para diferentes fluidos de trabajo.

Se estima que los refrigeradores domésticos consumen la tercera parte de la corriente eléctrica en los hogares, por lo que existe un continuo desarrollo en el diseño y construcción de los elementos que lo constituyen. Los evaporadores son intercambiadores de calor del tipo de tubos y aletas debido a que favorecen la transferencia de calor con gases, necesario por los bajos coeficientes de transferencia de calor, como el caso del aire. Son una parte medular en el óptimo desempeño de los sistemas de refrigeración.

Bajo un esquema numérico y experimental, durante las dos últimas décadas se han realizado un sin número de investigaciones que evalúan el desempeño de las superficies extendidas relacionadas a sus características geométricas, condiciones de operación, tipos y perfiles de aleta. Sin embargo, no existe una manera que permita una evaluación entre diferentes geometrías, para una selección con un alto desempeño termohidráulico. El tipo de aleta determina las características de flujo y el coeficiente de transferencia resultante bajo condiciones particulares de operación.

En este trabajo se compara el desempeño termohidráulico de aletas rectangulares y anulares de igual área de transferencia de calor. El cambio de geometría implica una variación en la longitud y densidad de aletas. El estudio se realiza mediante análisis numérico utilizando un software comercial.

Los resultados muestran que para una misma área de transferencia, aletas de mayor longitud presentan una mayor transferencia de calor y una efectividad menor. Mientras que mayores densidades de aleta implican una penalización hidráulica. Se presentan curvas de eficiencia, factores de Colburn y de fricción como parámetros de comparación.

Capítulo 1. Introducción

1.1. Planteamiento del problema

Actualmente el correcto y racional uso de los recursos energéticos se ha convertido en una preocupación principal debido a que determina el desarrollo económico, social y tecnológico de cada país. Además algunos temas, como la contaminación ambiental y el calentamiento global van ligados al aprovechamiento de la energía. Por ello el desarrollo de dispositivos y tecnologías con una mayor eficiencia energética han sido estudiados por numerosos autores en años recientes.

El uso responsable de los recursos se ha incrementado exponencialmente en las últimas dos décadas. Durante el siglo pasado la demanda de energía era reducida y se contaba con recursos relativamente bastos. Bajo este esquema se generaron diseños de dispositivos sin importar seriamente la eficiencia ni el desmedido uso de energía. Esto es evidenciado principalmente en máquinas térmicas que actualmente siguen siendo utilizadas en procesos productivos, como hornos o dispositivos de refrigeración, que cuentan con una vida de operación superior a 50 años. En años recientes, el incremento de la población y la subsecuente escasez de los recursos, contrajo la necesidad de reducir el consumo energético de los sistemas de ingeniería. Para ello se ha realizado un gran número de esfuerzos para efficientizar los dispositivos, ya sea reduciendo el uso de energía o aumentando el rendimiento de la misma.

Actualmente los límites de operación de los dispositivos están regulados mediante normas que garantizan un aprovechamiento de la energía acorde a la tecnología disponible, manteniendo un nivel de calidad y bajas emisiones a la atmósfera. Este concepto también incluye la preservación de los recursos naturales sustituyendo las fuentes de energía no renovables por sustentables.

Los intercambiadores de calor son dispositivos que tienen la finalidad de absorber o suministrar cargas térmicas. Son utilizados en una gran diversidad de procesos industriales y domésticos, en los cuales según su aplicación se caracterizan por su tamaño y función a desarrollar. En aplicaciones donde se requiere mantener temperaturas por debajo de la ambiental, es necesario utilizar un ciclo de refrigeración, el cual hace muy costoso mantener las condiciones deseadas. Cuanto menor es la temperatura mayor es el costo asociado a la remoción de energía, situación que obliga al uso de equipos de alta eficiencia. La refrigeración doméstica resulta responsable del consumo de la tercera parte de la energía total consumida en una casa habitación convencional.

El tipo de intercambiadores de calor utilizados en los evaporadores de refrigeradores domésticos donde uno de los fluidos es un gas, es conocido como tubos y aletas. El aire circula por el exterior de tubos y entre las aletas, mientras que el refrigerante por el interior de los tubos. El reducido coeficiente de transferencia de calor es compensado con el uso de superficies extendidas que se colocan sobre la superficie principal. El tipo de aleta utilizada determina las características de flujo y el coeficiente de transferencia de calor resultante bajo condiciones particulares de operación. El diseño de evaporadores resulta ser una parte medular en el óptimo desempeño de los sistemas de refrigeración.

Durante las dos últimas décadas se han realizado un sin número de investigaciones que evalúan el desempeño de las superficies extendidas relacionadas a sus condiciones de operación, características geométricas [1], tipos [2] y perfiles [3] de aleta, con la finalidad de desarrollar superficies de mayor desempeño térmico e hidráulico [4]. Los estudios involucran la determinación del coeficiente de transferencia de calor y el factor de fricción, utilizando métodos analíticos, experimentales y numéricos. El coeficiente de transferencia de calor determina la cantidad de calor que se puede transferir sobre una superficie bajo características de operación específicas. Mientras que el factor de fricción determina la caída de presión.

La determinación del coeficiente de transferencia de calor desde una superficie extendida es esencial en el diseño y simulación de nuevas superficies, en especial cuando se buscan altos desempeños. Sin embargo, una comparación del desempeño entre diferentes superficies no es una tarea trivial. La selección del tipo de aleta se basa generalmente en las prestaciones y experiencia del ingeniero de diseño y difícilmente se hace un análisis del desempeño térmico e hidráulico entre diferentes geometrías, ya que no existe información clara en la literatura abierta. En muchas ocasiones los reportes teóricos no muestran una concordancia con la parte experimental.

El actual acceso a poderosos equipos de cómputo ha permitido el desarrollo de técnicas como la dinámica de fluidos computacional (CFD), que permite la determinación económica de coeficientes de transferencia y factores de fricción de manera virtual, lo que permitiría la evaluación de variaciones geométricas entre diversas aletas de manera ágil con mayor alcance y detalle [5].

1.2. Objetivos y alcances

El objetivo principal de este trabajo, es la caracterización térmica e hidráulica de varias geometrías bajo diferentes condiciones de operación, mediante parámetros adimensionales como el número de Nusselt, eficiencia de aleta y factor de fricción. Se evalúa el desempeño térmico e hidráulico de aletas rectangulares y anulares de igual área de transferencia de calor, para lo cual se requiere una variación en la longitud, espaciamiento entre tubos y densidad de aleta. El estudio es realizado mediante análisis numérico utilizando software comercial. Esta información permitirá la selección de la geometría que permite una mayor transferencia de calor con menores caídas de presión, generando una mejor utilización de los recursos energéticos disponibles.

Actualmente la selección del tipo de aleta se basa en la aplicación y experiencias basadas en límites establecidos. Sin embargo, no se cuenta con una he-

herramienta que permita una evaluación sistemática del desempeño térmico e hidráulico entre geometrías, dejando de lado posibles arreglos que brinden un mayor beneficio. Esta información permite evaluar el tipo de geometría más adecuada para una aplicación particular.

Como objetivos particulares de este trabajo se ha planteado la evaluación de aletas rectangulares y anulares con igual área de transferencia, para lo cual se requiere una variación en la longitud y densidad de aleta, determinar la resistencia térmica e hidráulica de intercambiadores de calor de superficie extendida derivadas de la distribución geométrica. El estudio se realiza mediante análisis numérico utilizando software comercial. Se propondrá una metodología para el estudio de diversas geometrías utilizando como herramienta de análisis la simulación numérica con software comercial, que representa una alternativa económica a la evaluación experimental.

1.3. Hipótesis

La geometría de aleta seleccionada, así como la distribución del área de transferencia de calor en superficies extendidas, modifican las resistencias térmicas e hidráulicas, generando un impacto en la transferencia de calor y cantidad de movimiento. Estos a su vez determinan la eficiencia de aleta, el coeficiente de transferencia de calor y la caída de presión. Basado en un área de transferencia constante, es posible determinar la geometría y distribución geométrica que permitan mayor transferencia de calor con menores caídas de presión.

1.4. Estructura del documento

El primer capítulo define el planteamiento y muestra la motivación del problema en cuestión, además describe la situación de las necesidades energéticas de la vida actual. Propone los objetivos a realizar y explica la hipótesis planteada.

El segundo capítulo presenta una recopilación de los estudios de dos tipos de geometrías de tubos y aletas: rectangulares planas y anulares. Los estudios abarcan los efectos que implican las variaciones en la longitud de aleta, densidad de aleta y espacios entre los tubos. Estudios desde el punto de vista experimental, numérico y relaciones. Su definición, clasificación, formas de utilizar y detalles sobresalientes. Además, se define la manera de efectuar la caracterización y el método de cálculo de los resultados posteriormente presentados.

El tercer capítulo presenta los principios de la transferencia de calor. Los modelos físicos empleados y las ecuaciones que los gobiernan. Describe el fenómeno de convección. Se presenta la modificación de las ecuaciones para régimen turbulento, también la teoría empleada para la elaboración de una simulación computacional utilizando el método de volúmenes finitos. Finalmente la creación de modelos discretos, condiciones frontera y métodos de solución.

En el cuarto capítulo se describe la metodología implementada en la caracterización de los intercambiadores de calor. Se define la geometría particular de estudio, la cual es generada mediante el software de diseño CAD “Solidworks” v. 10, con licencia 9510206938371878KFHCTFUH. Se especifica la realización de la malla y la ejecución de la resolución del método numérico, realizados mediante software comercial, “ANSYS Workbench” y “ANSYS Fluent” v. 15.0, ambos con licencia LMT 9999.9999. Además se describen los pasos necesarios en el desarrollo y generación de modelos, métodos de mallado, definición de condiciones frontera, ejecución de la solución y recolección de resultados.

En el quinto capítulo se presenta los resultados del desempeño térmico e hidráulico de aletas rectangulares y anulares. Se evalúa la transferencia de calor y se recomienda la geometría más adecuada para un servicio particular.

En el sexto y último capítulo, se incluyen las conclusiones del proyecto y se definen los trabajos a futuro.

Capítulo 2. Intercambiadores de Calor

Los intercambiadores de calor son dispositivos utilizados en la industria para transferir grandes cantidades de calor de un fluido caliente a uno frío a través de una superficie sólida, cumpliendo con ciertas restricciones térmicas e hidráulicas. La importancia principal radica en lograr una mayor transferencia de calor con la menor pérdida hidráulica posible. Son un componente vital en una gran cantidad de diversos sistemas de ingeniería. Son utilizados en industrias como automotriz, aeroespacial, ingeniería ambiental, refrigeración, producción de energía, dispositivos de calefacción, acondicionamiento de aire, etc. Su uso indispensable, ha forzado el desarrollo de diseños eficientes y confiables que conduzcan hacia una operación eficiente en el rendimiento general del sistema.

La transferencia de calor entre una superficie y un fluido en movimiento, Q es directamente proporcional a la diferencia de temperaturas ΔT , al área de transferencia de calor A y las características del flujo determinadas por el coeficiente global de transferencia de calor U . Como se muestra en la Ecuación (2.1).

$$Q = UA\Delta T \quad (2.1)$$

El coeficiente global de transferencia agrupa los coeficientes individuales de transferencia de calor interno h_i y externo h_o así como la resistencia característica del material, representada por su conductividad térmica k , de manera proporcional al área de transferencia A , como se muestra en la Ecuación (2.2). El factor de proporcionalidad conocido como coeficiente de transferencia de calor describe la influencia de las propiedades físicas, la geometría, el régimen de flujo y las condiciones de operación.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{L}{kA} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (2.2)$$

Por otro lado, la pérdida hidráulica es definida como la disminución de presión en el fluido a lo largo del intercambiador, debido a la difusión de cantidad de movimiento por efectos de fricción que se suscitan entre las partículas del fluido y las superficies sólidas. Este fenómeno es modelado de manera simple mediante la ecuación de Bernoulli, el cual describe que la energía de un fluido debe conservarse a lo largo de un cierto recorrido, y que resulta necesaria una adición de energía mediante medios externos, para vencer las resistencias hidráulicas como se muestra en la Ecuación (2.3).

$$\frac{P_1 - P_2}{\rho g} = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + (z_2 - z_1) + \sum \left(K \frac{v^2}{2g} \right) + h_f \quad (2.3)$$

donde P representa la presión, v la velocidad, z la altura, K un coeficiente para accesorios, ρ representa la densidad, g es la aceleración de la gravedad y h_f la disipación por fricción. La caída de presión resulta de gran importancia, debido a que determinan el trabajo necesario a efectuarse por bombas o ventiladores, incrementando así los costos operativos. Por lo tanto, la caída de presión representa una restricción importante en el diseño de intercambiadores, dependiente además de la rugosidad y de la geometría utilizada.

En conjunto, la geometría determina las características de flujo que fijan el coeficiente de transferencia de calor y la pérdida hidráulica resultante bajo condiciones particulares de operación. La Figura 2.1 muestra tres geometrías de evaporadores comerciales usados en refrigeradores domésticos. Cada geometría presenta características de flujo particulares y por ende transferencia de calor y caídas de presión diferentes.



Figura 2.1. Geometrías convencionales de intercambiadores tipo tubos y aletas.

2.1. Clasificación de los intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor son utilizados en una gran variedad de industrias como automotriz, aeroespacial, alimenticia, ingeniería ambiental, refrigeración, producción de energía, etc. En igual medida a su utilización existen una gran variedad de intercambiadores diferentes, los cuales se construyen y clasifican de acuerdo a la función, las limitantes físicas, las condiciones de operación y fluidos involucrados en el intercambio de calor. Son clasificados principalmente por cinco diferentes criterios, según lo descrito en [6].

- **Recuperadores/Regeneradores**

Son encargados de recuperar una cierta porción de la energía contenida en la corriente caliente de proceso mediante una corriente secundaria. Los regeneradores son llamados así porque en periodos definidos de tiempo, las dos corrientes alternan su estadía en una cierta matriz, almacenando energía para su posterior entrega a la corriente fría. Se clasifican como fijos y rotatorios, Figura 2.2.

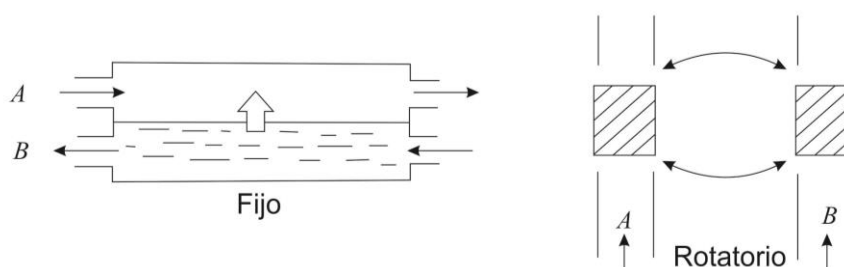


Figura 2.2. Intercambiadores de calor recuperadores.

- **Proceso de transferencia**

Según el tipo de proceso se clasifican de contacto directo e indirecto, como se muestra en la Figura 2.3. Los de contacto directo son intercambiadores especiales donde no existe una barrera entre los fluidos, lo que permite el mezclado entre las corrientes, así la transferencia de calor se lleva a cabo en la interface de los fluidos. Se utilizan generalmente fluidos inmiscibles, puede tratarse de combinaciones de líquidos y gas-líquido. Una “torre de enfriamiento” resulta un buen ejemplo de estos intercambiadores. Mientras que en los de contacto indirecto se cuenta con una superficie sólida que mantiene separados los fluidos y el intercambio de calor se efectúa a través de ella.

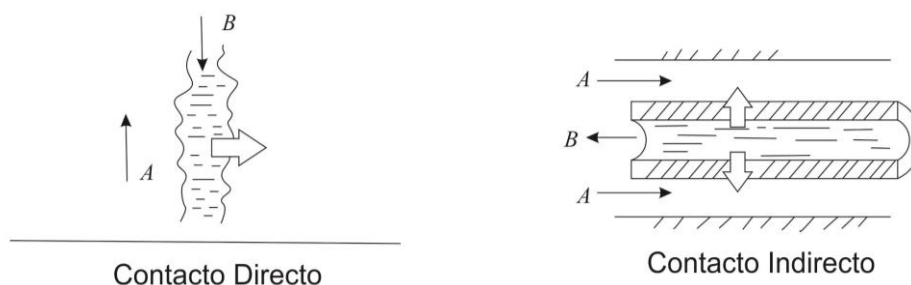


Figura 2.3. Clasificación por procesos de transferencia.

- **Mecanismo de transferencia de calor**

Esta clasificación es referida en general a la existencia de cambios de fase en algunas o ambos lados del intercambiador. Existen tres tipos: una sola fase, cambio de fase en ambos lados y una combinación de ellos. En aplicaciones de condensación/evaporación usados en plantas de generación de electricidad y radiadores se tiene cambios de fase en algunos de los lados del intercambiador situándolos en la tercera clasificación, mostrada en la Figura 2.4.

- **Arreglo de flujo**

Describe la relación que existe entre el movimiento global de los fluidos utilizados que pueden ser en flujo paralelo, a contraflujo y flujo cruzado, como se muestra en la Figura 2.5. Según el arreglo utilizado se deduce una ecuación

para determinar la diferencia de temperaturas efectiva como se mostrará en la sección 2.2.1.

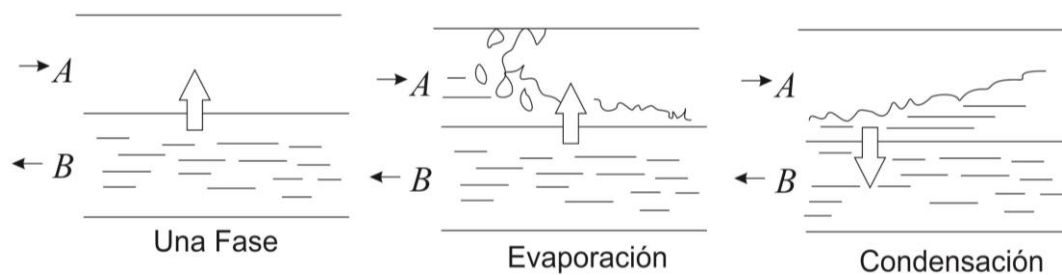


Figura 2.4. Clasificación por mecanismos de transferencia.

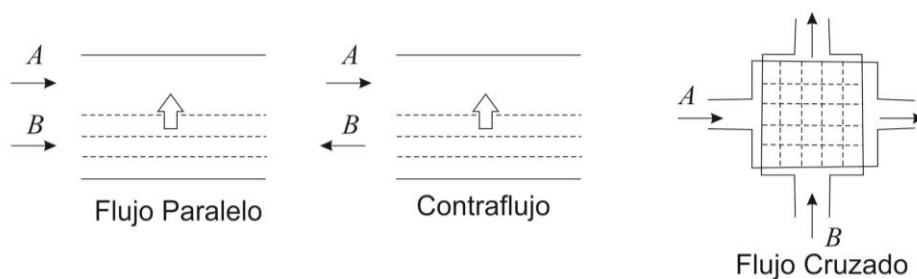


Figura 2.5. Clasificación por arreglo de flujo.

- **Geometría de la construcción**

Los intercambiadores de tipo indirecto pueden clasificarse en relación a las características geométricas de la superficie de separación. Existen tres categorías: tubulares, platos y superficies extendidas, Figura 2.6.

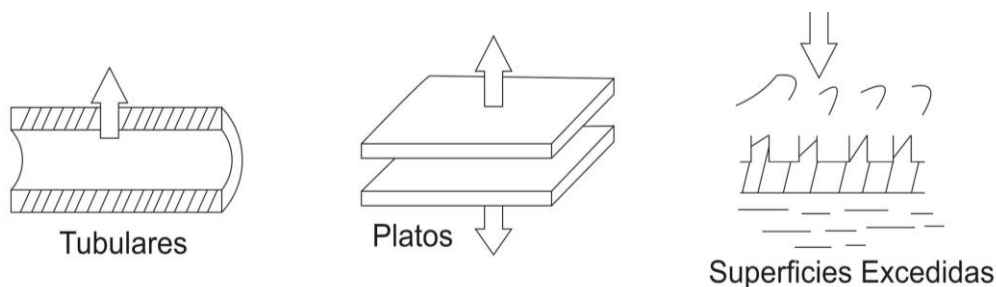


Figura 2.6. Clasificación por geometría de la construcción.

Los tubulares son intercambiadores compuestos por bancos de tubos agrupados. Los fluidos son separados por el espesor del tubo utilizado, encontrándose un fluido al interior del tubo y otro en el exterior. Estos intercambiadores tienen una considerable flexibilidad en su diseño al ser posible modificar sus características geométricas, como el diámetro, número, longitud y espacio entre tubos. Existen intercambiadores de doble tubo, de tubo en espiral y de tubo y coraza.

Los del tipo de platos, son conformados por una cierta cantidad de superficies delgadas, entre las cuales se dejan espacios que sirven de canales para los fluidos. Se crean pasos intercalados en los cuales fluyen los dos fluidos. Así cada plato tiene contacto con ambos fluidos, uno a cada lado del mismo.

El tercer tipo son considerados como superficies extendidas o aumentadas. Son derivaciones de los modelos anteriores, en estos se añaden superficies adicionales sobre la zona principal para incrementar la transferencia de calor. En la Figura 2.7 se presenta un intercambiador de tubos con aletas rectangulares. La transferencia de calor desarrollada en un banco de tubos es de particular importancia en el diseño las superficies extendidas. Los bancos de tubos pueden ser dispuestos alineados o desfasados y se caracterizan por el diámetro del tubo D , la distancia transversal S_T y longitudinal entre tubos S_L , mostrado en la Figura 2.8.

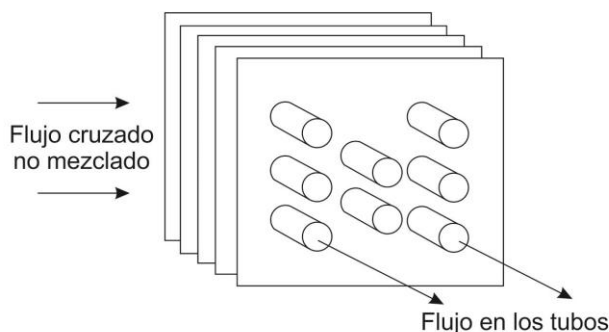


Figura 2.7. Intercambiador de calor del tipo de tubos y aletas rectangulares.

Khan [7] propone un estudio analítico para el desempeño térmico en bancos de tubos expuestos a flujo cruzado. Emplea un método integral para derivar expresiones utilizadas en el cálculo de la transferencia de calor promedio desde los tubos. Los modelos son desarrollados para arreglos en línea y desfasados.

Los criterios de clasificación no son excluyentes entre sí, sino que definen en su totalidad al intercambiador, por lo cual al conocer las características generales del dispositivo es posible colocarlo dentro de los distintos criterios. La elección de la geometría dependerá de la aplicación y las características de los fluidos.

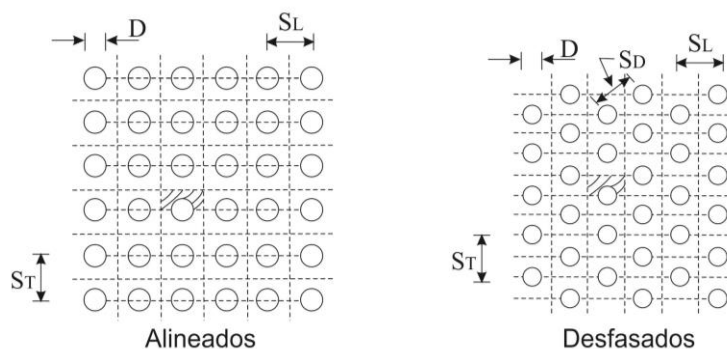


Figura 2.8. Tipos de arreglos de tubos.

2.1.1. Aplicaciones de los intercambiadores de calor

En aplicaciones de refrigeración doméstica donde se lleva a cabo el ciclo de refrigeración por compresión mecánica, los intercambiadores de calor del tipo tubo y aletas son comúnmente utilizados como evaporadores. El refrigerante que es alimentado al evaporador idealmente como líquido saturado, se evapora a medida que transita por él. Dependiendo del tamaño del refrigerador, las cargas térmicas oscilan entre 0.5 y 2 kW [8].

El objetivo de los equipos utilizados para esta aplicación es reducir la temperatura del aire por debajo del punto de congelación del agua, al alcanzar la temperatura de saturación del vapor de agua en el aire, se condensa una cantidad de

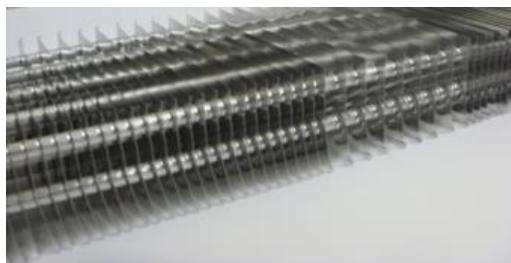
vapor de agua sobre la superficie. Esta a su vez se congela resultando en la generación de escarcha, lo cual reduce la transferencia de calor y eventualmente obliga a realizar periodos de deshielo. Esta limitante hace que las geometrías más empleadas para esta aplicación sean las aletas rectangulares continuas y anulares de las que existen circulares, helicoidales y dentadas [9]. Además de la fácil adaptación, construcción y variación en su geometría.

La transferencia de calor con gases se caracteriza por coeficientes de transferencia naturalmente bajos en comparación con los que se desarrollan en líquidos y cambios de fase. Así, el fenómeno de transferencia de calor está dominado por la resistencia que presenta el mecanismo de convección en el lado del aire. Naphon [10] presenta un análisis de la transferencia de calor en intercambiadores de calor de tubo y aletas con aletas anulares. En el estudio se resuelven las ecuaciones de conservación mediante métodos numéricos, suponiendo coeficientes de masa y transferencia de calor constantes. Los resultados que presentan muestran la distribución de temperatura a lo largo de la aleta bajo diversas condiciones de humedad. Se concluye que la porción del intercambiador expuesto al fluido gaseoso presenta gradientes de temperaturas de mayor magnitud, indicando mayores resistencias térmicas.

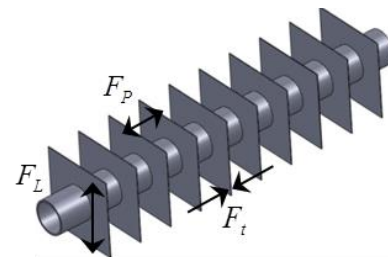
Para mejorar la transferencia de calor se cuenta con dos posibles soluciones, incrementar la superficie de transferencia o aumentar la diferencia de temperatura entre los fluidos. La modificación de las temperaturas no resulta en una solución viable ya que para suministrar el fluido primario a una mayor temperatura o el fluido secundario a una temperatura inferior requiere una aportación de trabajo adicional. Además, el aumento de la diferencia de temperatura podría originar esfuerzos térmicos no deseados en las superficies provocando deformaciones que disminuyen la vida útil de los materiales de construcción. Por lo tanto, incrementar el área de transferencia sobre la superficie principal de transferencia es la solución más recurrente en aplicaciones de refrigeración [11]. Las

aletas mejoran la transferencia de calor pero por otro lado, al modificar los patrones de flujo aumentan la resistencia hidráulica.

El área de transferencia de calor dividida entre el volumen del intercambiador, definida como densidad de área β , da lugar a una clasificación especial, intercambiadores de calor compactos cuando el valor supera los $\beta = 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ [6]. La Figura 2.9 muestra un intercambiador de calor del tipo tubos como superficie de transferencia principal y aletas rectangulares planas. Se muestra en la Figura 2.9 a) una geometría real, mientras que en 2.9 b) se muestra una simplificación que consiste de un solo tubo y el tamaño de aleta proporcional a una aleta individual. Se pueden identificar dos zonas: la zona interna o lado del refrigerante y el lado del aire. Las características geométricas como la longitud de aleta F_L , espaciado entre aletas F_p y espesor de aleta F_t son parámetros que determinan el área superficial disponible.



a) Detalle de un intercambiador de tubo y aletas



b) Simplificación de las características geométricas

Figura 2.9. Modelo geométrico de una superficie de intercambio de calor.

2.2. Métodos de evaluación

A partir de la década pasada, la mayoría de las industrias se enfocaron por contar con componentes de transferencia de calor de alto rendimiento con menos peso, volumen y costo. Aunado a la creciente demanda energética, se han realizado un sin número de investigaciones que buscan geometrías de intercambio de calor de mayor desempeño térmico e hidráulico [4]. Para esto se evalúan el

desempeño de las superficies extendidas relacionando sus características geométricas y condiciones de operación. Waltrich [8] realiza un modelo iterativo que describe los principios matemáticos para el análisis del comportamiento termohidráulico para intercambiadores de calor de tubos y aletas. El modelo se basa en las ecuaciones de conservación de masa, momentum y energía. Es propuesto mediante dos sub-modelos, el térmico que proporciona la tasa de transferencia de calor y el estado termodinámico del aire y las corrientes de refrigerante, mientras que el hidráulico calcula el flujo de aire suministrado.

El principal objetivo para cualquier intercambiador de calor es ser capaz de transferir la cantidad requerida de calor con una muy alta eficiencia. El patrón de flujo complejo a través de la superficies de las aletas hace que la predicción de los coeficientes de transferencia sea de gran dificultad, por lo cual, la mayoría de los estudios son efectuados experimentalmente. A continuación se muestran los métodos empleados en la predicción del funcionamiento de los intercambiadores de calor, junto con una discusión sobre las posibilidades de estos métodos para emplearse en la estimación del tamaño y tipo de cambiador de calor necesario para realizar una tarea en particular. Las evaluaciones del desempeño térmico más ampliamente utilizadas en aplicaciones industriales debido a su fácil aplicación y precisión son [12].

- Método de la Diferencia de Temperatura Media Logarítmica ($LMTD$).
- Método del Número de Unidades de Transferencia ($\varepsilon - NTU$).

Estos métodos determinan la transferencia de calor través de la totalidad del intercambiador suponiendo una resistencia térmica global análoga a la resistencia eléctrica como se muestra en la Figura 2.10.

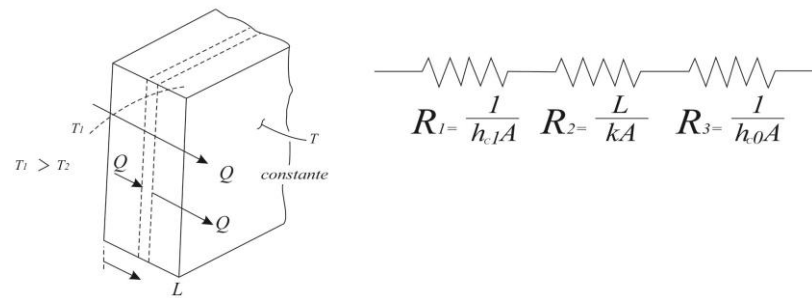
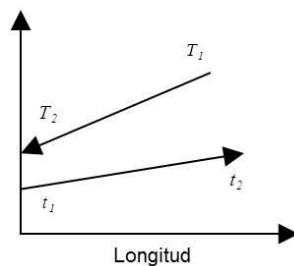


Figura 2.10. Coeficiente global de transferencia de calor a través de una pared plana.

2.2.1. Método de la Diferencia de Temperatura Media Logarítmica (*LMTD*)

Por sus siglas en inglés, el método de la diferencia de temperatura media logarítmica (*LMTD*), describe la transferencia de calor en función de una diferencia promedio de temperatura calculada a partir de la media logarítmica, modificando el término de la diferencia de temperatura en la Ecuación (2.1). La diferencia de temperatura logarítmica ΔT_{ML} se determina según el arreglo de flujo. Para fluidos con arreglo en contra-corriente y flujo paralelo, como el mostrado en la Figura 2.11, se determina con la Ecuación (2.4).

a) Arreglo en contra-corriente



b) Arreglo con flujo en paralelo

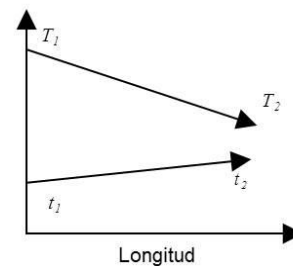


Figura 2.11. Temperatura media logarítmica para diferentes arreglos.

$$\Delta T_{ML} = \frac{(T_2 - t_1) - (T_1 - t_2)}{\ln \left[\frac{T_2 - t_1}{T_1 - t_2} \right]}$$

$$\Delta T_{ML} = \frac{(T_2 - t_2) - (T_1 - t_1)}{\ln \left[\frac{T_2 - t_2}{T_1 - t_1} \right]} \quad (2.4)$$

2.2.2. Método del Número de Unidades de Transferencia ($\varepsilon - NTU$)

Cuando no se conocen las temperaturas de salida, el método de la diferencia de temperatura media logarítmica obliga a un cálculo iterativo. Bajo estas condiciones una alternativa es el método del número de unidades de transferencia $\varepsilon - NTU$. El método se utiliza cuando se requiere evaluar las temperaturas de entrada o de salida de un intercambiador, para conocer el efecto de la variación en flujos o para realizar una comparación entre diferentes tipos de intercambiadores a fin de seleccionar el más apropiado para la transferencia de calor específica. La efectividad térmica se define como la razón del calor transferido q al calor máximo q_{\max} , es decir:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}} \quad (2.5)$$

El número de unidades de transferencia de calor NTU representa el tamaño adimensional del intercambiador de calor y se define como la relación entre el coeficiente global de transferencia de calor U , el área de transferencia de calor A y el producto del flujo másico y capacidad calorífica CP .

$$NTU = \frac{UA}{CP} \quad (2.6)$$

La determinación de la efectividad térmica depende del tipo de arreglo de flujo. La Tabla 2.1 presenta la relación entre la efectividad térmica y el número de unidades de transferencia para un arreglo en contra corriente y uno en paralelo. El valor de C representa la relación de calores específicos entre las corrientes.

Para efectos de calibración en estudios experimentales, es necesario conocer los coeficientes de transferencia de calor desarrollados en la zona interna h_i , los cuales son usualmente definidos mediante la correlación semi-empírica de

Gnielinski [13]. La resistencia térmica efectuada por el refrigerante proporciona tan solo alrededor del 12% de la resistencia total del intercambiador [14].

Tabla 2.1. Efectividad térmica para arreglos en paralelo y contracorriente.

Contra corriente	$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NTU(1-C)}}{1 - Ce^{-NTU(1-C)}}$	$NTU = \frac{1}{C-1} \ln \left(\frac{\varepsilon - 1}{C\varepsilon - 1} \right)$
Paralelo	$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NTU(1+C)}}{1 + C}$	$NTU = \frac{-\ln[1 - (1+C)\varepsilon]}{1 - C}$

2.3. Caracterización Termohidráulica

Las diferentes geometrías modifican las resistencias térmicas e hidráulicas, generando un impacto en la resistencia a la transferencia de calor y cantidad de movimiento. Los estudios se han enfocado en optimizar a estos dispositivos, ya sea mediante la minimización del volumen total del intercambiador para una disipación de calor definida o la maximización de la disipación de calor para una aleta de volumen determinado [15]. En el estudio presentado por Arslanturk [16] se efectúa un análisis de optimización, determinando la mayor transferencia de calor posible desde una superficie extendida. Utiliza un balance de energía y propone la optimización fijando un volumen constante. Los resultados los presentan en forma gráfica y desarrolla correlaciones en función de dos parámetros adimensionales, el número de Biot y el radio de aleta normalizado.

Los parámetros que caracterizan las geometrías son: la eficiencia de aleta y el desempeño termohidráulico los cuales se determinan bajo diferentes condiciones de operación. Los estudios que permiten realizar un análisis integral de las características, consideran por lo general, las suposiciones que se listan a continuación [15]:

1. Se tiene transferencia de calor en estado estable.
2. El material de la aleta es homogéneo e isotrópico.
3. No existen fuentes de calor en las aletas.

4. El flujo de calor es directamente proporcional a la diferencia de temperatura.
5. La conductividad térmica de la aleta es constante.
6. El coeficiente de transferencia de calor es constante en toda la superficie.
7. La temperatura del aire es constante.
8. La temperatura de la base es uniforme.
9. El espesor es tan pequeño, que el gradiente de temperatura normal a la superficie puede ser despreciado.
10. El calor transferido por la parte exterior de la aleta es despreciable.

En lo general, las premisas anteriores son comúnmente aceptadas, solo siendo seriamente cuestionables las descritas en el número 5 y 6. Zubair [17] nos presenta un estudio de optimización en donde toma en consideración la variación de la conductividad con la temperatura. Definiendo una variación lineal, determina que la variación de la conductividad no tiene un impacto considerable en la transferencia de calor ni en las dimensiones óptimas para las aletas. Mokheimer [18] a su vez hace un análisis del rendimiento de aletas con la consideración de coeficientes de calor variables y dependientes de la temperatura.

2.3.1. Eficiencia y eficacia de aleta

El parámetro más importante en la evaluación de una aleta es la eficiencia de aleta, definida como la relación existente entre el calor transferido por la aleta y el calor máximo que se transmitiría si la superficie de la aleta se mantuviese a la temperatura de su base como se muestra en la Ecuación (2.7). Aunque la adición de aletas incrementa el área de transferencia y por ende la transferencia de calor, la temperatura promedio de la superficie de la aleta no será la misma a la temperatura de la base.

$$\eta_{fin} = \frac{\dot{Q}_{fin}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{h_f \int_0^{A_f} T(x) dA}{h_f A_f T_{Base}} \quad (2.7)$$

Al utilizar superficies extendidas se podría esperar que el flujo de calor aumente en relación directa al aumento del área de transferencia. Sin embargo, la temperatura de las superficies, en virtud de los gradientes de temperatura, tiende a modificarse, por lo que se reduce la diferencia efectiva de temperaturas. Esto origina que el flujo de calor sea considerablemente menor al estimado con el aumento del área superficial. Como ejemplo, el caso hipotético de una aleta rectangular infinitamente larga, la temperatura decrecerá en relación a su longitud, reduciendo paulatinamente el flujo de calor hasta llegar al equilibrio con la temperatura del aire circundante como se muestra en la Figura 2.12. Bajo estas condiciones la transferencia de calor se detendrá, generando segmentos de aleta improductivos para la transferencia de calor. Longitudes de aleta excesivas resultan en usos innecesarios de material, costos excesivos y reducción en la compactación del intercambiador. Por lo tanto, resulta de gran importancia evitarlo.

En un análisis unidimensional bajo condiciones en estado estacionario, la transferencia de calor desde la superficie extendida por convección hacia el fluido circundante, es igual al calor conducido desde su base. Considerando la difusión de calor en una superficie extendida de longitud finita (L) y despreciando el calor transferido por la punta de la aleta, es posible determinar la distribución de temperatura aplicando un balance de energía como se muestra en la Ecuación (2.8) [19].

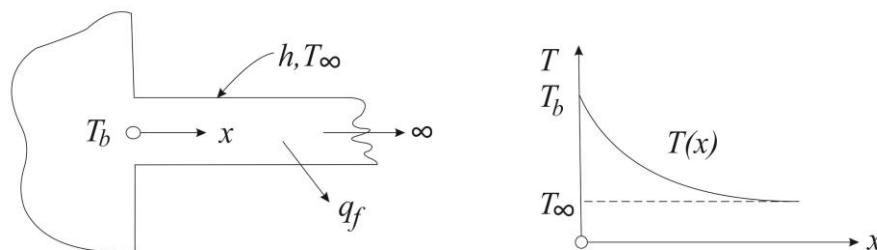


Figura. 2.12. Características de la aleta a partir de la base.

$$\frac{\theta(x)}{\theta_b} = \frac{T(x) - T_\infty}{T_b - T_\infty} = \frac{\cosh[m(L-x)]}{\cosh mL} \quad (2.8)$$

La distribución de temperatura varía principalmente en relación al factor termogeométrico m , el cual es un parámetro adimensional que señala la relación entre las características de conducción, convección y superficiales de aleta. Se define como $m = \sqrt{hP/kA}$, donde h es el coeficiente de transferencia, P representa el perímetro, k es para la conductividad térmica del material y A es el área de transferencia efectiva.

La eficiencia de aleta es un parámetro que varía en relación al gradiente de temperatura a lo largo de la superficie, por ello al conocer la distribución de temperatura es posible definir una ecuación que la modele, siendo esta ampliamente utilizada en aplicaciones de ingeniería. Introduciendo la distribución de temperatura, Ecuación (2.8), para una geometría dada la eficiencia depende fuertemente de la longitud y decrece con el aumento del coeficiente de transferencia de calor h , como se muestra en la Ecuación (2.9). Expresión válida para aletas rectangulares con distribución de temperatura unidimensional.

$$\eta_f = \frac{\tanh(mL)}{mL} \quad (2.9)$$

A su vez, la temperatura a lo largo de la aleta anular es gobernada bajo la clásica ecuación diferencial de segundo orden con coeficientes variables, Conduciendo a un estudio de mayor complejidad para determinar una función para la eficiencia. Acosta-Iborra [20] propone una función para la eficiencia en aletas, como se observa en la Ecuación (2.10), simplificando las ecuaciones diferenciales que describen el balance energético. La característica sobresaliente es proponer un modelo cuasi-unidimensional, anulando el coeficiente variable. Obteniendo una expresión sin recurrir al análisis exacto de la distribución de tempe-

ratura que emplearían las ecuaciones modificadas de Bessel, facilitando así la determinación de la cantidad de calor transferido en aletas anulares.

$$\eta_f = \frac{2c}{1-c^2} \frac{e^{\lambda_1(c-1)} - e^{\lambda_2(c-1)}}{\lambda_2 e^{\lambda_1(c-1)} - \lambda_1 e^{\lambda_2(c-1)}} \quad (2.10)$$

donde c representa la relación de radios entre el tubo y la aleta, λ_n representan coeficientes auxiliares, que obedecen al factor termogeométrico m y a la manipulación matemática del coeficiente variable.

El análisis considera un coeficiente de transferencia de calor constante a lo largo de la aleta, suposición abierta a serios cuestionamientos, debido a las modificaciones que sufre, con el cambio en las temperaturas, las velocidades locales y la geometría particular de la aleta, en vista de que el fluido se acelera en zonas de mayor temperatura y donde existen menores restricciones hidráulicas. Mokheimer [18] presenta un estudio numérico de la difusión de calor en diferentes geometrías de aletas, donde hace un análisis del coeficiente de transferencia de calor variable, presentando como resultados las eficiencias térmicas de las superficies, reportándolas contra una combinación del factor termogeométrico m y la longitud de la aleta, como se muestra en la Figura 2.13.

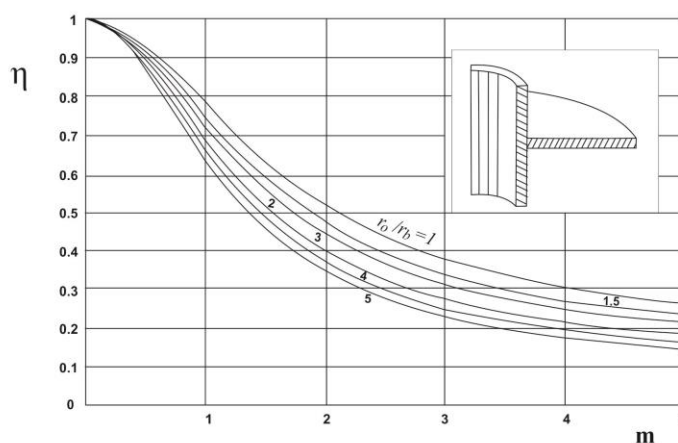


Figura. 2.13. Curvas de eficiencia para aleta anular.

Las aletas con mayores eficiencias son aquellas con valores termogeométricos menores a 1. La suposición del coeficiente constante lleva a una subestimación de la eficiencia de aleta, la cual incrementa a medida que los parámetros adimensional m y la relación de radios c aumentan.

Por otro lado, la eficacia de aleta se define como la relación, entre la cantidad de calor transferido por la aleta, y la transferencia resultante en la base si no se contara con la superficie adicional, como se muestra en la Ecuación (2.11). Este parámetro representa el factor de mejoramiento de la transferencia de calor en el intercambiador por la utilización de las aletas.

$$\phi = \frac{\dot{Q}_{fin}}{\dot{Q}_{Base}} = \frac{h_f \int_0^{A_f} \theta(x) dA}{h_f A_b \theta_b} \quad (2.11)$$

La justificación en el uso de aletas, resulta para eficacias mayores a la unidad, indicando que la aleta aumenta la transferencia de calor existente. Pero esto es sumamente superado por intercambiadores compactos, en los cuales se cuenta con aletas muy delgadas y de materiales altamente conductivos. La eficacia de una aleta es comparable a la relación existente entre el área de la base y la superficial de la aleta, que por lo general resulta ser cientos de veces mayor. En la Ecuación (2.12) se presenta la relación establecida entre la eficacia y la eficiencia en función de las áreas de flujo y de la base.

$$\phi = \frac{A_f}{A_b} \eta_f \quad (2.12)$$

2.3.2. Factores de Colburn y de fricción

La caracterización termohidráulica consiste en determinar el calor transferido y la caída de presión generada en una geometría específica, para un cierto rango

de velocidades de flujo. La resolución del problema en cuestión resulta demasiado complicada para ser tratada totalmente de manera analítica, por lo tanto requiere un estudio experimental. Kays [21] presenta una metodología experimental y una recopilación de resultados del factor de Colburn y del factor de fricción para varias geometrías de intercambiadores de calor compactos.

El estudio consiste en la determinación del coeficiente de transferencia de calor h y el factor de fricción f . El coeficiente de transferencia de calor se representa mediante el factor de Colburn j_H el cual es presentado en la Ecuación (2.13).

$$j_H = \frac{Nu}{Re Pr^{1/3}} = \frac{h}{G C_p} Pr^{2/3} \quad (2.13)$$

donde Nu , Re y Pr representan los números adimensionales de Nusselt, Reynolds y Prandtl, respectivamente. El factor de fricción f , describe de manera adimensional la caída de presión en el intercambiador como se muestra en la Ecuación (2.14), para un fluido compresible despreciando los efectos de entrada y salida.

$$\frac{\Delta P}{P_1} = \frac{G^2}{2g_c} \frac{v_1}{P_1} \left[\left(1 + \sigma^2\right) \left(\frac{v_2}{v_1} - 1\right) + f \frac{A}{A_c} \frac{v_m}{v_1} \right] \quad (2.14)$$

Las variables G y C_p representan el flujo másico y la capacidad calorífica, respectivamente. En la Ecuación (2.14), P representa la presión, g_c un factor proporcional derivado de la segunda ley de Newton, v el volumen específico, σ la relación entre el área libre de flujo y el área frontal, y A/A_c la relación entre el área total de transferencia y el área libre de flujo. Los subíndices 1 y 2 representan las condiciones de entrada y salida, respectivamente.

Mediante el grupo de parámetros adimensionales de las Ecuaciones (2.13) y (2.14) es posible la evaluación térmica del desempeño del intercambiador de

calor de manera experimental con una variación finita de parámetros. Para ello, la sección experimental debe estar equipada por un conjunto de sensores calibrados capaces de determinar los cambios en rangos pequeños. La Figura 2.14 muestra el desempeño térmico e hidráulico (factor de Colburn y factor de fricción) de una geometría tipo tubos y aletas bajo diferentes velocidades de flujo de aire.

En [22] se reporta el factor de Colburn y de fricción para ocho intercambiadores de calor de aletas rectangulares con diferentes hileras de tubos, número de aletas y espacio entre ellas. Mediante un estudio experimental [23] se observa que la densidad de aleta no tiene un efecto significativo en el factor de Colburn cuando el número de hileras es mayor a cuatro. La resistencia al flujo es mayor cuanto mayor es la cantidad de aletas por lo que el factor de fricción es mayor para una densidad de aleta mayor. Estos resultados son sintetizados en correlaciones presentadas por Wang [24]. Mon [25] Presentan un estudio numérico que le permite observar el desarrollo de la capa laminar y vórtices entre las aletas.

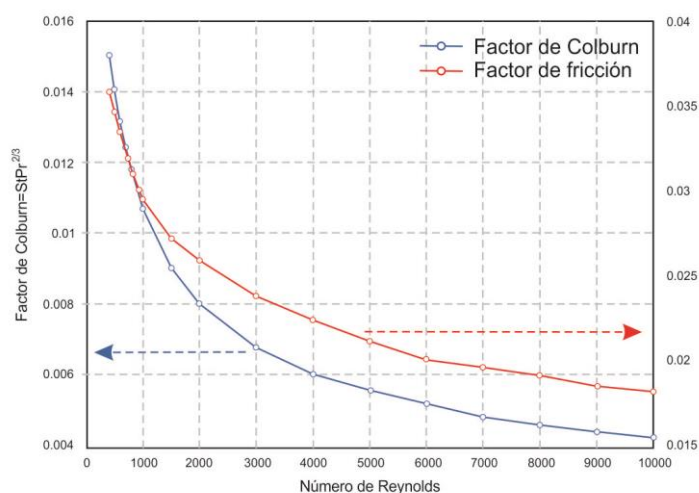


Figura 2.14. Desempeño termohidráulico de un intercambiador de calor tipo tubos y aletas (reproducción [21]).

La determinación del coeficiente de transferencia de calor y flujo de calor desde una superficie es esencial en el diseño y simulación de nuevas superficies de transferencia. Sin embargo, una comparación del desempeño entre diferentes superficies extendidas no es una tarea trivial. Ya que la selección del tipo de aleta se basa en las prestaciones y experiencia del ingeniero de diseño y difícilmente se hace un análisis entre diferentes geometrías del desempeño térmico e hidráulico. Las diferentes geometrías modifican los patrones de flujo y estos a su vez tienen un impacto en la resistencia a la transferencia de calor y cantidad de movimiento. Por lo que la distribución geométrica es determinante en el desempeño termohidráulico.

Capítulo 3. Modelado Computacional

Con el desarrollo de equipo de cómputo cada vez más potente y a precios moderados, se hace posible el uso de herramientas de simulación numérica antes restringida. El estudio de la dinámica de fluidos computacional (CFD) se centra en la resolución de las ecuaciones de conservación de masa, cantidad de movimiento y energía que pueden ser aplicadas para evaluar el fenómeno de transferencia de calor en intercambiadores de calor [5]. Algunos estudios simplifican el análisis del fenómeno considerando exclusivamente la ecuación de transporte de calor con modelos unidimensionales, tal es el caso de un sólido muy delgado. Otros estudios realizan simplificaciones para determinar la distribución de temperatura, flujos de calor y eficiencia de aletas. Para realizar los cálculos más complejos en donde se analiza el fenómeno en tres dimensiones, se han hecho algunas suposiciones que logran tener modelos muchos más simples los cuales han sido posibles entender, resolver y analizar de una manera consistente. La contraparte es una reducción en la exactitud y la generalidad del modelo analizado.

Mediante los métodos numéricos computacionales se posibilita la resolución de problemas de ingeniería más complejos, inclusive los que serían imposibles de resolver mediante métodos analíticos convencionales, por ejemplo los modelos conjugados donde se analizan los fenómenos de transporte de masa, cantidad de movimiento y energía, derivados de perturbaciones de un sólido inmerso en el fluido, logrando determinar las características locales de temperatura, presión y velocidades. Tal es el caso del estudio de la transferencia de calor por aletas en donde se analizan tanto las paredes sólidas como el aire de enfriamiento.

3.1. Dinámica de fluidos

Las ecuaciones que modelan al mundo físico han sido desarrolladas y conocidas por más de 100 años. En su forma completa son en demasía complejas para su resolución analítica, incluso con computadoras modernas, de hecho a altos número de Reynolds (flujos turbulentos) las ecuaciones son en efecto imposibles de resolver con las técnicas matemáticas actuales, debido a que las condiciones frontera se transforman aleatoriamente al ser función del tiempo. Una opción para la resolución de este problema es la utilización de las ecuaciones simplificadas de capa límite de Prandtl. Éstas son mucho más simples de resolver y son de mayor aplicación en la mayoría de los sistemas de ingeniería.

La dinámica de fluidos es una rama de la física que estudia el movimiento de los fluidos en relación a las fuerzas que actúan sobre ellos. La dinámica de fluidos computacional (CFD) es la utilización de métodos numéricos como herramientas para resolver las ecuaciones de la dinámica de fluidos con el fin de poder aplicarlas a problemas reales y de utilidad práctica.

3.2. Ecuaciones de conservación aplicada a régimen laminar

Las ecuaciones de modelado son conocidas, pero el número de ecuaciones a considerar depende del fenómeno y preferencias personales. Se consideran primarias las relaciones que involucran la presión, velocidad y temperatura. Mientras que la densidad, viscosidad, entalpía y conductividad térmica dependen de las primarias como se observa en la Ecuación (3.1). Las tres relaciones básicas son: los principios de conservación de masa, conservación de cantidad de movimiento y conservación de energía [26], las cuales involucran las siguientes restricciones:

1. El fluido es un medio continuo (matemáticamente).
2. Las partículas están esencialmente en equilibrio termodinámico.
3. La única fuerza de cuerpo efectiva esta dada por la gravedad.

4. La conducción de calor está regida por la ley de Fourier.
5. No existen fuentes internas de calor.

$$\begin{aligned}\rho &= \rho(P, T) & \mu &= \mu(P, T) \\ h &= h(P, T) & k &= k(P, T)\end{aligned}\quad (3.1)$$

3.2.1. Ley de conservación de masa

La ley de conservación de masa estipula que en un elemento de fluido el incremento de masa es igual al flujo neto de masa hacia y desde el elemento, como se muestra en la Figura 3.1 y se representa de forma matemática en la Ecuación (3.2).

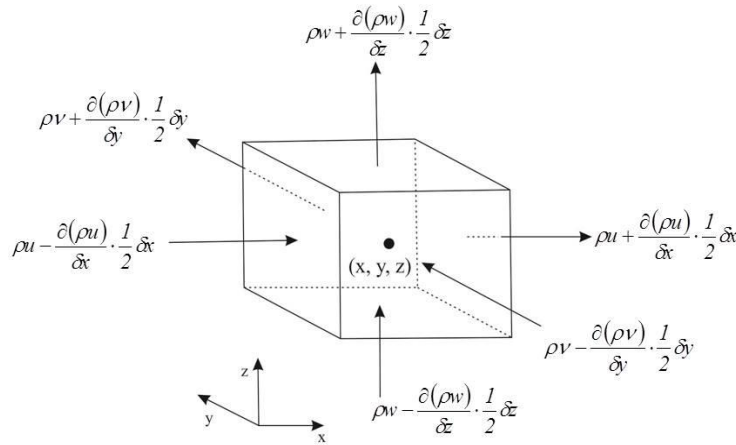


Figura 3.1. Representación del flujo de masa a través de un volumen diferencial.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \delta x \delta y \delta z) = \frac{\partial \rho}{\partial t}(\delta x \delta y \delta z) \quad (3.2)$$

Teniendo en cuenta que un flujo másico a través de una cara de elemento está dado por el producto de la densidad, área y la componente de velocidad normal a la superficie, se puede representar los flujos másicos a través del elemento por la Ecuación (3.3).

$$\begin{aligned}
& \left(\rho u - \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} \frac{1}{2} \delta x \right) \delta y \delta z - \left(\rho u + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} \frac{1}{2} \delta x \right) \delta y \delta z + \\
& \left(\rho v - \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} \frac{1}{2} \delta y \right) \delta x \delta z - \left(\rho v + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} \frac{1}{2} \delta y \right) \delta x \delta z + \\
& \left(\rho w - \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \frac{1}{2} \delta z \right) \delta x \delta y - \left(\rho w + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \frac{1}{2} \delta z \right) \delta x \delta y = 0
\end{aligned} \tag{3.3}$$

La cual se reduce a:

$$\begin{aligned}
\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} &= 0 \\
\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho u) &= 0
\end{aligned} \tag{3.4}$$

3.2.2. Conservación de cantidad de movimiento

Las leyes de conservación de cantidad de movimiento y energía hacen declaración sobre el cambio de propiedad de una partícula de fluido. Cada propiedad de cada partícula es función de la posición (x, y, z) de la propia partícula y del tiempo. Si denotamos una propiedad escalar como ϕ , la derivada substancial o total con respecto al tiempo siguiendo una partícula de fluido es:

$$\frac{D\phi}{Dt} = \frac{\partial \phi}{\partial t} + \frac{\partial \phi}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{\partial \phi}{\partial y} \frac{dy}{dt} + \frac{\partial \phi}{\partial z} \frac{dz}{dt} \tag{3.5}$$

donde las derivadas de la posición con respecto al tiempo representan las velocidades en las diferentes direcciones, por lo que la Ecuación (3.5) puede escribirse como:

$$\frac{D\phi}{Dt} = \frac{\partial \phi}{\partial t} + u \frac{\partial \phi}{\partial x} + v \frac{\partial \phi}{\partial y} + w \frac{\partial \phi}{\partial z} \tag{3.6}$$

La forma más útil de la ecuación de conservación para fluidos es con relación a cambios de una propiedad de flujo para un elemento de fluido que se encuentra

estacionario en el espacio. La relación entre la derivada substancial de una propiedad, que sigue a una partícula de fluido y el cambio de la propiedad para un elemento de fluido se representa mediante la Ecuación (3.7).

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \nabla(\rho\phi\vec{V}) = 0 \quad (3.7)$$

3.2.3. Conservación de la energía

La primera ley de la termodinámica relaciona la energía total de un sistema E con el flujo de energía como calor Q y trabajo W . La representación en forma de derivada substancial se muestra a continuación.

$$\frac{DE}{Dt} = \frac{DQ}{Dt} + \frac{DW}{Dt} \quad (3.8)$$

Con ayuda de la ecuación de la definición de energía total Ecuación (3.9), la Ecuación de Fourier despreciando la generación interna Ecuación (3.10) y la representación de trabajo en términos de esfuerzos Ecuación (3.11), la Ecuación (3.8) se puede escribir en términos de entalpia como se presenta en la Ecuación (3.12) [27].

$$\frac{DE}{Dt} = \rho \left(\frac{De}{Dt} + \vec{V} \cdot \frac{D\vec{V}}{Dt} - g \cdot \vec{V} \right) \quad (3.9)$$

$$\frac{DQ}{Dt} = -\nabla \cdot q = \nabla \cdot (k\nabla T) \quad (3.10)$$

$$\frac{DW}{Dt} = \nabla \cdot (\vec{V} \cdot \tau_{ij}) = \rho \left(\vec{V} \cdot \frac{D\vec{V}}{Dt} - g \cdot \vec{V} \right) + \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (3.11)$$

$$\rho \frac{Dh}{Dt} = \frac{DP}{Dt} + \nabla \cdot (k\nabla T) + \Phi \quad (3.12)$$

El término g representa la aceleración de la gravedad, \vec{V} la velocidad, e la energía interna, q el flujo de calor por unidad de área. Los términos ρ , C_p y k representan la densidad, calor específico y conductividad térmica respectivamente. El término τ_{ij} el tensor esfuerzo, P la presión y Φ la disipación viscosa. La entalpía se puede representar en función de la temperatura y presión de la siguiente forma:

$$dh = C_p \Delta T + (1 - \beta T) \frac{dP}{\rho} \quad (3.13)$$

donde β representa el coeficiente de expansión térmica. De manera que la Ecuación (3.12) para fluidos incompresibles tiene una forma de mayor aplicación como se muestra a continuación.

$$\rho C_p \frac{DT}{Dt} = \beta T \frac{DP}{Dt} + \nabla \cdot (k \nabla T) + \Phi \quad (3.14)$$

Esta ecuación se utiliza para la determinación de tres incógnitas principales. La velocidad con que se transporta el fluido, la presión termodinámica y la temperatura. En resumen, las ecuaciones que modelan el comportamiento dinámico y energético de los fluidos, son llamados ecuaciones de transporte, debido a que modelan la manera en que se mueve y distribuyen las propiedades del fluido. Comparten una forma general de expresión, cambiando la propiedad a la que hacen referencia. Las ecuaciones se pueden visualizar de manera general con variaciones temporales, términos de difusión y convección y una fuente.

3.3. Ecuaciones de conservación aplicada a régimen turbulento

El número de Reynolds para un flujo mide la relación existente entre las fuerzas inerciales asociadas con efectos convectivos y las fuerzas viscosas. Para bajos números de Reynolds los flujos permanecen lisos y adyacentes a las láminas de fluidos ordenada unas tras otras. Este régimen es conocido como régimen

laminar. Cuando el flujo supera cierto valor de Reynolds crítico (que varía en relación al tipo de flujo analizado) una complicada serie de eventos toman lugar, que eventualmente conducen a un cambio radical en las características de flujo. En el estado final el flujo se convierte aleatorio y caótico. El movimiento se vuelve intrínsecamente inestable incluso con condiciones frontera constantes. Este régimen es llamado flujo turbulento. La naturaleza aleatoria de los flujos turbulentos evita lograr la completa descripción del movimiento de las partículas de fluido. En su lugar, la velocidad puede ser descompuesta en valor medio estable U con una serie de fluctuaciones dependientes del tiempo $U(t) = U + u'(t)$ [28], como se observa en la Figura 3.2.

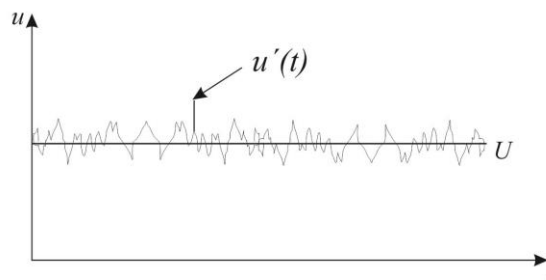


Figura 3.2. Representación de la variación local de la velocidad con el tiempo.

Incluso en flujos donde las velocidades medias y presiones varían en solo una o dos dimensiones, las fluctuaciones turbulentas siempre son tridimensionales. Además, las visualizaciones de flujos turbulentos revelan una característica de estructuras de flujo rotacionales llamados “Turbulent eddies”.

3.3.1. Transición de flujo laminar a turbulento

La causa inicial de la transición hacia la turbulencia puede ser descrita considerando la estabilidad de los flujos laminares hacia pequeñas perturbaciones. En muchos análisis es asociada con flujos cortantes. La teoría de la estabilidad hidrodinámica lineal busca identificar las condiciones que emergen para amplificar las perturbaciones. De particular interés en el contexto del ingeniero es la

predicción de los valores críticos de número de Reynolds cuando dichas perturbaciones son amplificadas de tal manera que conduzcan hacia una turbulencia totalmente desarrollada. La inestabilidad del flujo siempre ocurrirá en sentido del flujo. Así que la distancia entre el punto de inestabilidad donde el número de Reynolds es igual al crítico y el punto de transición depende de la amplificación de las perturbaciones inestables. Estos puntos pueden ser estimados con la teoría de la estabilidad hidrodinámica lineal.

La transición de la capa límite en un ducto cerrado representa un ejemplo de una categoría especial de flujos viscosos. En la práctica la transición de la turbulencia toma lugar en rangos de 2000 a 1×10^5 . La causa de la aparente falla en la teoría es casi certeramente el rol desempeñado por las perturbaciones del perfil de las velocidades de entrada y el infinito, amplitud de las distorsiones debidas a los efectos de entrada.

3.4. Dinámica de fluidos computacional (CFD)

La dinámica de fluidos computacional es el análisis de sistemas que involucran flujo de fluido, transferencia de calor y fenómenos asociados como reacciones químicas mediante cálculos numéricos ejecutados por computadoras. Esta técnica es bastante poderosa y se aplica a una amplia variedad de procesos industriales y no industriales. Algunas áreas de aplicación son: aerodinámica de aeronaves, fuerza de sustentación y arrastre, hidrodinámica, turbomaquinaria e ingeniería eléctrica y electrónica.

Los códigos computacionales (CFD) son estructurados alrededor de algoritmos numéricos los cuales pueden abordar problemas de flujo de fluidos. Con el fin de facilitar el acceso a su poder de resolución de todos los paquetes comerciales incluyen interfaces de usuario sofisticadas a parámetros del problema de entrada y para examinar los resultados. Están constituidos por tres estructuras básicas: 1) preprocesamiento, 2) resolución (solver) y 3) post procesamiento.

El preprocesado consiste en la entrada a los problemas CFD mediante una interface y la subsecuente transformación de la información de entrada en una forma adecuada para su uso por el solver. En esta etapa se define la región de interés (dominio computacional). Se genera una malla que es la división del dominio computacional en subdominios denominados volúmenes de control dando lugar a la llamada discretización. Posteriormente se selecciona un modelo físico o químico. Se definen las propiedades del fluido y se especifican las condiciones frontera adecuada en las celdas que coincidan o toquen la frontera del dominio. En la etapa de resolución se realiza una aproximación de las variables de flujo desconocidas. Se da solución a las ecuaciones gobernantes resultantes. Finalmente en la etapa del post procesamiento se emplea la información obtenida para su visualización, tratamiento y análisis.

3.4.1. Discretización

El proceso de simulación numérica se basa en el principio de que una vez teniendo el dominio geométrico del fenómeno a realizarse, este es dividido en volúmenes de control, en los cuales serán resueltas cada una de las ecuaciones gobernantes. Dentro de estos volúmenes se denomina un punto de análisis específico y único para cada volumen, llamado nodo; los cuales serán los puntos centrales en la resolución del fenómeno presente, ya que solo será posible conocer el valor de la propiedad escalar o vectorial buscada (temperatura, velocidad, masa) en cada uno de los nodos lo que representaría un valor único para el volumen correspondiente.

Una vez definido el volumen de control, y realizado la integración definida sobre el volumen de control, se procede a definir o ubicar las condiciones de frontera de cada uno de estos volúmenes, los cuales dependerían exclusivamente de los valores de los nodos adyacentes. De esta manera se prepara un dominio geométrico, dividiéndolo en volúmenes para después realizar la manipulación de las ecuaciones diferenciales gobernantes quedando en dependencias de los

nodos evaluados así como sus adyacentes. Al convertir las ecuaciones diferenciales de transporte en ecuaciones algebraicas se realiza la discretización.

Debido a la dependencia que existe entre los nodos, se requiere tener mallas que tengan una distribución de nodos definidas y organizada además de volúmenes de control ortogonales en la medida de lo posible para la óptima evaluación del método numérico. La calidad de la malla tiene dos factores principales a considerar:

1. Tipo de elemento tridimensional que define al volumen de control
2. Sesgo con respecto a lo equilátero (Skewness)

Se tiene la posibilidad de cuatro diferentes tipo de elementos tridimensionales como se muestra en la Figura 3.3. Para la resolución de las ecuaciones algebraicas discretas es de suma importancia definir la mayor cantidad de caras cuadrangulares contenidas en el dominio. Es decir la generación de hexaedros es preferible a las demás geometrías. Conforme disminuyen las caras rectangulares también lo hacen la cantidad de nodos ortogonales entre sí, dando por consiguiente una disminución en la calidad del elemento.

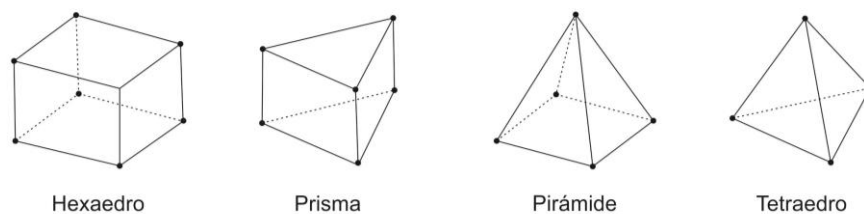


Figura 3.3. Tipos de elementos tridimensionales.

- Hexaedro Seis caras rectangulares, ocho nodos ortogonales.
- Prisma Tres caras rectangulares, dos cara triangulares, seis nodos.
- Pirámide Una cara rectangular, tres caras triangulares, cinco nodos.
- Tetraedro Cuatro caras triangulares, cuatro nodos.

La desviación respecto a un elemento equilátero se conoce como sesgo (skewness), definida en la Ecuación (3.15). El parámetro indica la desviación presente entre el elemento creado y un elemento ideal (equilátero) del mismo tipo. La creación de elementos hexaédricos en volúmenes irregulares obliga a la deformación de los elementos resultando con un sesgo, que resulta ser el valor más importante de la calidad de malla. Aún en el caso de la generación de elementos hexaédricos si el sesgo es grande, la resolución de las ecuaciones sobre esa malla resultaría en errores importantes. La Tabla 3.1 muestra valores de calidad de la malla.

$$Sk = \frac{\text{tamaño óptimo del elemento} - \text{tamaño del elemento}}{\text{tamaño óptimo del elemento}} \quad (3.15)$$

Cuando se obtiene una malla que contengan en su mayoría o en su totalidad elementos hexaédricos, además que el valor máximo en su desviación ortogonal no supere al 0.9, se considera una malla de una calidad aceptable para poder utilizarla en la resolución del problema físico.

Tabla 3.1. Valores de sesgo para la calidad de la malla.

Desviación ortogonal	Calidad del elemento
1	Degenerada
0.9 - <1	Mala
0.75-0.9	Pobre
0.5-0.75	Razonable
0.25-0.5	Buena
0-0.25	Excelente
0	Equilátera

Un dominio típico de una distancia de 0.1 por 0.1mm con altos números de Reynolds puede contener remolinos de 10 a 100 micrómetros. Por lo cual se-
rían requeridas mallas con una cantidad de 1×10^9 o 1×10^{12} nodos para describir la totalidad del sistema.

3.4.2. Modelado

Se hace la elección de las características de interés en las que se pretende conocer la distribución de las propiedades mediante la manipulación de sus ecuaciones gobernantes. Como es común para cualquier método numérico o herramienta computacional utilizada, el análisis se divide en cuatro etapas definidas:

- La realización del dominio computacional, mediante un entorno de CAD. (geometría).
- Generar la subdivisión del dominio a analizarse, en los volúmenes de control necesarios para la resolución numérica (mallado).
- Exportación del dominio geométrico, previamente dividido en volúmenes de control adecuados (mallado) para un análisis numérico consistente. Selección de los modelos pertinentes para el fenómeno descrito y definición de las condiciones de frontera (preprocesamiento).
- Recolección y análisis de los resultados presentados por el método numérico (postprocesamiento).

3.4.3. Métodos de solución

En esta etapa se determina la manera en que se llevará a cabo la discretización espacial de las ecuaciones, para su posterior resolución. Como es de imaginar, para los métodos numéricos existen variadas maneras de discretizar las ecuaciones diferenciales, estas son manipuladas en relación al sentido del flujo y características del mismo. Dentro de las ecuaciones de transporte se cuenta con tres términos independientes entre sí, si se habla de condiciones estables. Se tienen términos difusivos, convectivos y fuente [29], donde cada uno de ellos requiere trato especial en la discretización.

3.4.3.1. Términos difusivos

Son los transportes que se generan por difusión molecular además de ser los términos más primitivos de las ecuaciones y están representados por las segun-

das derivadas de las características presentes (velocidad, temperatura.) Es necesario determinar la manera de calcular estas derivadas en relación a puntos nodales y existen tres maneras de realizarlo:

- El método Green Gauss basado en el volumen de control
- El método Green Gauss basado en los puntos nodales.
- Método de mínimos cuadrados basado en los volúmenes de control.

Es utilizado el método de “mínimos cuadrados”, donde este considera que la función de la propiedad analizada varía linealmente con las distancias nodales; así que la derivada es calculada a partir de los nodos adyacentes y la distancia entre ellos, como se muestra a continuación:

$$\nabla(\phi)_i = \frac{(\phi_{i+1} - \phi_i)}{\Delta x_i} \quad (3.16)$$

3.4.3.2. Diferencias de presión

El gradiente de presión es un factor delicado de analizar, debido a su naturaleza genera inestabilidad en los métodos numéricos; ya que en la realidad genera perturbaciones físicas en la distribución de velocidades, pero no tiene una repercusión explícita en la ecuación de cantidad de movimiento, lo que genera cierta dificultad en su empleo.

3.4.3.3. Términos convectivos

Los términos convectivos, son flujo de materia o energía provenientes de las zonas exteriores a los volúmenes de control. El valor de estos flujos en la zona de entrada del volumen, es determinado a partir de la interpolación de los valores en los puntos nodales detrás y delante de esta frontera. Se cuenta con cinco métodos de interpolación para estos flujos:

- Primer orden a favor del flujo.
- Segundo orden a favor del flujo.
- Exponencial.
- QUICK.
- Tercer orden.

Es utilizado el denominado “segundo orden” en donde la interpolación se realiza considerando un polinomio de segundo grado; en donde se consideran tres puntos de interpolación: el punto central así como su anterior y posterior; y teniendo en cuenta la dirección del flujo como se muestra a continuación:

$$\begin{aligned} u_x^+ &= \frac{-u_{i+2} + 4u_{i+1} - 3u_i}{2\Delta x_i} \\ u_x^- &= \frac{3u_i - 4u_{i+1} + u_{i+2}}{2\Delta x_i} \end{aligned} \quad (3.17)$$

donde u_x^+ y u_x^- representan la velocidad del punto nodal cuando la velocidad está en el sentido positivo o negativo respectivamente. Δx representa la distancia entre nodos.

3.4.4. Control de solución

Estos están relacionados con el valor numérico para los factores de bajo relajación, el cual es una constante que dicta la manera en que se va avanzando entre una iteración y la siguiente. Estos son determinados de acuerdo a la rapidez de solución que se requiere y de la complejidad del fenómeno. Los factores de bajo relajación son expresamente, la porción de la solución anterior que se toma en consideración para la nueva solución de la iteración siguiente. La representación matemática se presenta en la Ecuación (3.18).

$$\phi_p = \phi_p^* + \alpha \left(\sum \frac{A_{nb}\phi_{nb} + b}{A_p} - \phi_p^* \right) \quad (3.18)$$

donde ϕ_p representa la característica de flujo nodal, α el valor de relajación, A_{nb} y A_p son los coeficientes de los nodos vecinos y del punto y b un valor fuente. Si el valor de α utilizado pequeño (menor a 0.3), se tendrá una estabilidad numérica ya que se conserva una gran cantidad de la solución encontrada en un paso anterior, por otro lado aumenta el tiempo para encontrar una solución. Si se tiene la certeza de que no existe gran complicación en el fenómeno presente, se puede acelerar la solución creciendo este factor (en un rango de 0.3 - 0.6) aunque no existen reglas específicas para seleccionar el mejor valor ya que depende de cada caso de estudio.

Aunque muy útiles y certeros, los métodos numéricos solo nos otorgan soluciones aproximadas que siempre tendrán una cierta desviación o error en comparación con el proceso físico correspondiente. Lo que se busca en el análisis de los métodos numéricos que este error inherente sea lo menor posible.

3.4.5. Errores en la solución

El error se genera debido a la discretización espacial de las ecuaciones gobernantes y en la conversión a ecuaciones algebraicas. Este error es calculado a partir de las ecuaciones algebraicas discretas, ya que estas representan la conservación de masa, cantidad de movimiento y energía en función a las características nodales calculadas. Se tienen igualdades que tienen que ser cumplidas, y el error nace de la desviación de ésta igualdad. Los errores se representan como cantidades de masa, cantidad de movimiento o energía generadas o destruidas, lo que es físicamente imposible. El criterio de convergencia se define como el error máximo o el residual total, que resulta la sumatoria del error de todos los nodos involucrado, y se considera que un valor apropiado es del orden de 1×10^{-4} .

Capítulo 4. Metodología

En este capítulo se describen los pasos seguidos para realizar un estudio comparativo entre aletas de diferentes geometrías utilizando una herramienta de simulación. El primer paso consiste en la selección de las geometrías bajo estudio y las variaciones en los parámetros geométricos que permiten realizar un análisis comparativo del desempeño termohidráulico entre ellas. En la segunda etapa se describe la implementación de la herramienta de simulación computacional, la cual implica el dibujo CAD, mallado, determinación de condiciones frontera, selección de modelos y visualización de resultados. En la tercera etapa se realiza una validación de resultados utilizando información disponible en la literatura abierta de resultados experimentales y simulación. En la cuarta etapa se evalúa el desempeño termohidráulico y eficiencia térmica de las diferentes geometrías seleccionadas.

4.1. Geometría

El estudio consiste en determinar la transferencia de calor de dos geometrías del tipo tubo y aleta con igual área de intercambio de calor por unidad de longitud, por lo que la longitud de aleta F_L y la densidad de aleta F_p , definida como el número de aletas por unidad de longitud, son parámetros que se modifican. Una geometría con aletas anulares de igual área de transferencia que una geometría de aletas rectangulares tiene dos posibilidades: ajustar la longitud de aleta manteniendo la densidad de aleta constante o ajustar la densidad de aleta manteniendo la longitud de aleta constante. En la Figura 4.1 se muestra las geometrías CAD rectangular y anular propuestas para su análisis. Las características de simetría de las aletas que constituyen el intercambiador permiten simplificar la geometría a una sección representativa formada por una aleta y la región de tubo entre aletas. El dominio geométrico comprende no solo la defini-

ción de las características de la aleta, sino también involucra el tubo y el volumen del aire circundante como se muestra en la Figura 4.2 para una aleta rectangular.

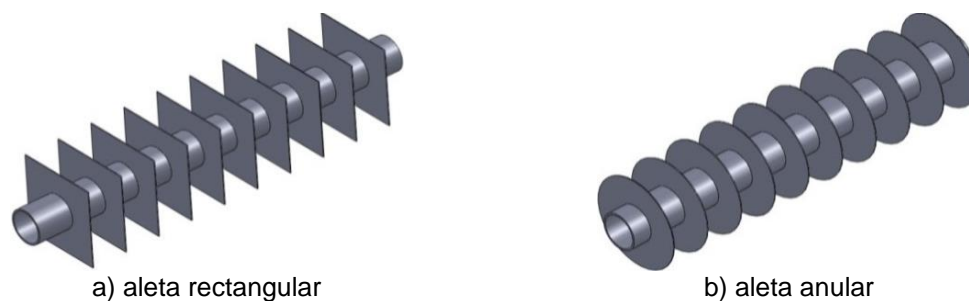


Figura 4.1. Superficies extendidas de tipo tubo y aletas.

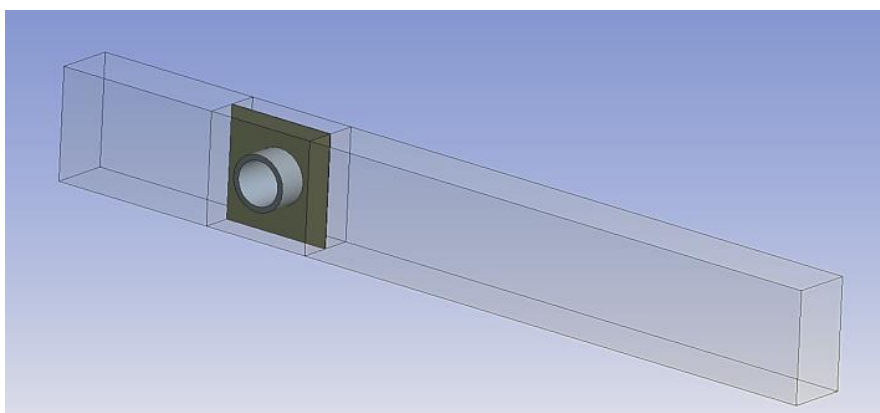


Figura 4.2. Sección de análisis de una geometría rectangular.

El dominio computacional que corresponde a la geometría del intercambiador de calor, se generó mediante el software comercial Solid Works v.10 con características tridimensionales. Las especificaciones principales son la posición de las aletas y dimensiones del túnel en el que se encuentra inmersa la geometría.

4.2. Implementación de herramienta de simulación

El análisis de los dominios geométricos que describen los fenómenos involucrados en el intercambio de calor sobre superficies extendidas (aletas), se realizó mediante simulación numérica. Se utilizó el software comercial ANSYS Workbench v.15 y ANSYS Fluent v.15, los cuales ofrecen una plataforma

computacional que permite realizar de manera práctica el estudio mediante métodos numéricos utilizando el método de volúmenes finitos. Como es común para cualquier método numérico o herramienta computacional, el análisis se divide en cuatro etapas:

- La realización del dominio computacional, mediante un entorno de CAD.
- Generar la subdivisión del dominio a analizarse, en los volúmenes de control necesarios para la solución numérica. (Mallado)
- Análisis numérico del dominio donde se seleccionan los modelos que describen el fenómeno y definen la condiciones frontera. A esta etapa se le conoce como de preprocesamiento
- Recolección y análisis de los resultados presentados por el método numérico, etapa conocida como postprocesamiento

4.2.1. Mallado

La generación de malla o subdivisión del dominio es realizada bajo la herramienta computacional ANSYS Workbench ver. 15. El proceso se lleva a cabo de manera automática por el software, por lo que es necesario definir explícitamente la estructura bajo la cual se genera la malla, de manera que se tenga control de la calidad de los elementos resultantes. Es recomendable la generación de mallas de un solo cuerpo a la vez, haciendo cortes para la zona del aire circundante. El dominio computacional se conforma por seis cuerpos independientes: los espacios anterior, posterior, laterales, la aleta además de una sección de tubo como se observa en la Figura 4.3.

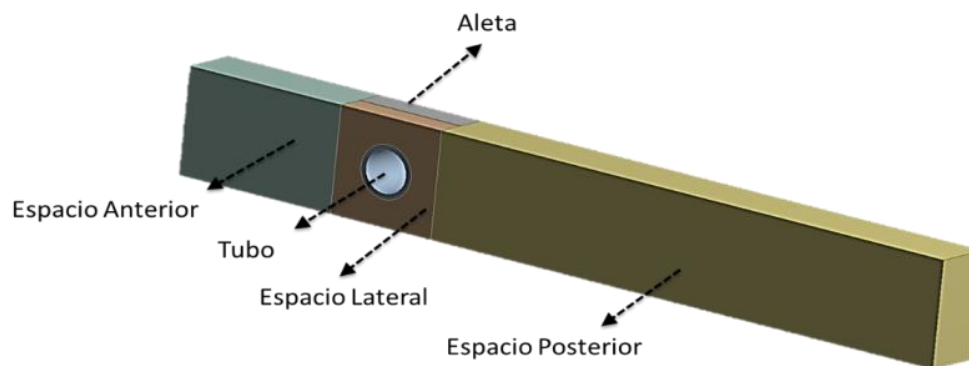


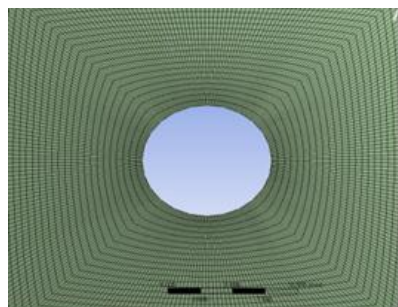
Figura 4.3. Zonas que conforman el dominio computacional.

4.2.1.1. Aleta Rectangular

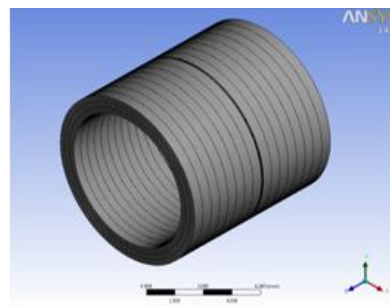
La aleta rectangular resulta en una geometría relativamente fácil de mallar, debido a que está constituida por cuerpos cúbicos, con lo cual no existe dificultad en la conformación de los elementos hexaédricos dentro del dominio. La transición de la geometría cuadrada de la aleta hacia el tubo, se realiza definiendo un número de divisiones para cada una de las aristas de los espacios laterales de la aleta como en la parte central cilíndrica. El número de divisiones estará en función del tamaño de los elementos capaces de representar los esfuerzos en la simulación computacional. Posteriormente se especifican las divisiones desde el exterior mediante figuras geométricas concéntricas que parten de la zona externa como rectángulos hasta terminar como un círculo en la parte central. La malla resultante se presenta en la Figura 4.4 a). La herramienta utilizada en el software es conocida como “asignación de malla en mapa”. A continuación se hace un “barrido” de la malla desde la superficie frontal hacia el espesor de la aleta utilizando un número de divisiones que tenga la posibilidad de representar el fenómeno de transferencia de calor.

Al ser un sólido no es necesaria una cantidad grande pero la representación de una distribución de temperatura requerirá al menos cuatro. El espacio lateral que representa el fluido se barre a partir de la superficie de la aleta con número de divisiones capaz de representar el fenómeno. Finalmente se hacen al menos

cuatro divisiones hacia el interior del tubo en círculos concéntricos como se muestra en la Figura 4.4 b).



a) Malla sobre la superficie de la aleta.



b) Malla sobre la sección del tubo.

Figura 4.4. Malla sobre la sección tubo y aleta rectangular.

El mallado de la aleta registra una mayor distorsión en las esquinas por la transición anular – rectangular como se observa en la Figura 4.5. En este punto se reportan los elementos con el mayor sesgo, alcanzando un valor de 0.5, el cual está dentro de valores aceptables de calidad.

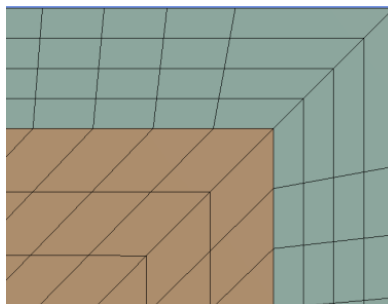


Figura 4.5. Detalle de malla en la zona de transición anular – rectangular.

Por último los espacios anterior y posterior se mallan definiendo las divisiones de las aristas paralelas al flujo y las aristas tangenciales como se muestra en la Figura 4.6, siempre respetando la distribución de las mallas previamente realizadas. Debido a que estas zonas son cuerpos cúbicos, se generan hexaedros con el sesgo mínimo en el mallado de la geometría.

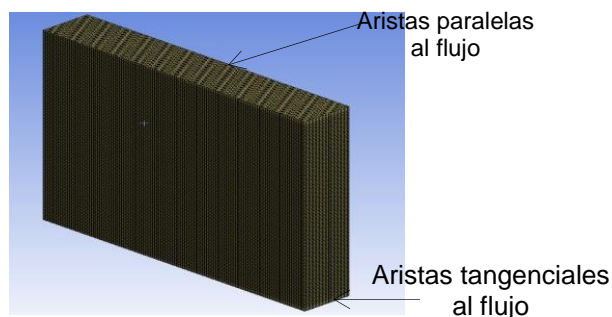
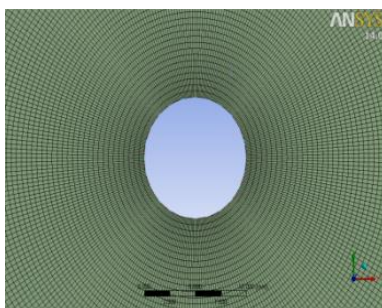


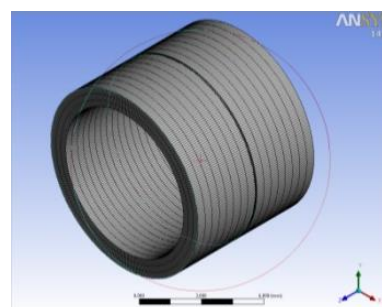
Figura 4.6. Malla en la zona anterior para aleta rectangular.

4.2.1.2. Aleta Anular

En el mallado de la aleta anular y los espacios laterales se utiliza la opción de “asignación de malla en mapa” con un número de divisiones radiales suficientes para representar el fenómeno. Posteriormente se definen un número de divisiones sobre la circunferencia y finalmente se hace un barrido en el espesor de la aleta y en las secciones laterales de manera análoga a la realizada en la aleta rectangular. La sección del tubo también se malla de manera análoga a la descrita en la aleta rectangular. En la Figura 4.7 a) se muestra la malla de la aleta y en 4.7 b) la sección de tubo.



a) Malla sobre la superficie de la aleta

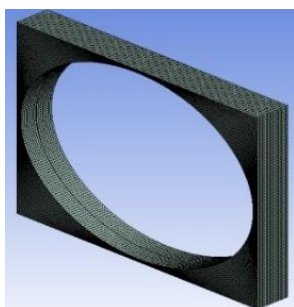


b) Malla en la sección de tubo

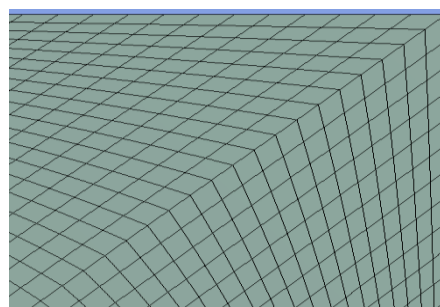
Figura 4.7. Malla sobre la sección tubo y aleta anular.

Cabe comentar que a diferencia de la aleta rectangular, no existe en este cuerpo la transición anular - rectangular, por lo cual la calidad de la malla en esta zona es mejor que la de la aleta rectangular.

En esta geometría se crea un espacio alrededor de la aleta denominado “envolvente” para realizar una transición entre el dominio circular de la aleta y el rectangular por donde circula el fluido como se muestra en la Figura 4.8 a). Al igual que la aleta rectangular se define un número de divisiones en las aristas rectangulares exteriores que suman el mismo número de divisiones en la periferia de la aleta. Se crean figuras geométricas concéntricas rectangulares en la periferia que se transforman en circulares a medida que se aproximan a la aleta. Finalmente se hace un barrido en la profundidad del espacio. Esta es una zona de transición por lo que los elementos resultantes son los de menor calidad como se muestra en la Figura 4.8 b).



a) Malla en el espacio envolvente



b) Detalle de la distorsión

Figura 4.8. Detalle de malla en cuerpo envolvente.

Por último se mallan los espacios anterior y posterior definiendo la cantidad de divisiones para las aristas paralelas al flujo y las tangenciales que conforman los espacios, las cuales deben corresponder con la cantidad de divisiones anteriormente generadas, Figura 4.9.

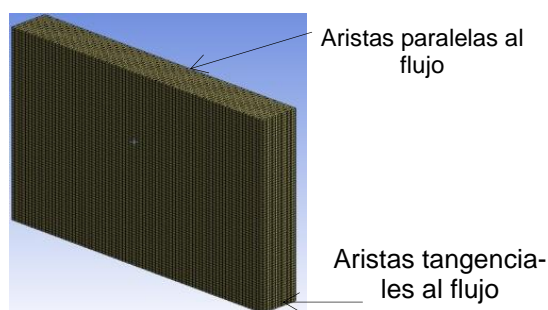


Figura 4.9. Malla sobre el espacio posterior en la aleta anular.

4.2.2. Preprocesamiento

En la etapa de mallado se realiza la discretización del espacio, lo cual define los volúmenes de control, localiza nodos dentro de los volúmenes y asigna la localización del nodo mediante coordenadas. Lo cual posibilita analizar el fenómeno de manera discreta, sin embargo el fenómeno físico aún no se ha definido. En esta etapa se describe la incorporación de los modelos, los materiales, las propiedades físicas y las condiciones frontera.

4.2.2.1 Modelos

Los modelos matemáticos representan los principios de conservación de masa, cantidad de movimiento y energía las cuales se utilizan según el fenómeno a estudiar. Para el análisis se utilizan los modelos de viscosidad y de energía.

- Modelo de viscosidad. Describe la distribución del flujo de masa hacia o desde un dominio. Toma en cuenta la restricción de la conservación de masa y las ecuaciones de conservación de cantidad de movimiento. Es necesario especificar el régimen de flujo que puede ser potencial, laminar o turbulento. Como resultado se obtienen distribuciones de presión y velocidad. Entre los modelos más utilizados se encuentran el laminar y el turbulento de dos ecuaciones con sus variantes de los modelos $k - \varepsilon$ y $k - \omega$ [30].
- El modelo de energía describe la distribución de temperatura, transferencia de calor y características térmicas dentro del dominio. La aplicación de este modelo requiere de una distribución de velocidades, de manera que se emplea posteriormente al modelo de viscosidad. Este modelo no requiere de una especificación adicional.

4.2.2.2. Materiales y propiedades físicas

En primera instancia, se especifican las zonas que corresponden a sólidos y fluidos. Posteriormente se determinan las propiedades físicas de transporte y ter-

modinámicas requeridas por los modelos utilizados en la descripción del fenómeno. Cabe señalar que dentro de la herramienta se puede unificar cuerpos que serán formados por un mismo material; como en el caso las diferentes zonas que forman el aire. Con esto se reduce la complejidad en la definición del material que conforma al cuerpo además de suprimir ciertas condiciones fronteras no necesarias en el interior de un material específico.

4.2.2.3. Condiciones Frontera

Dentro de cada volumen de control se forma un nodo específico donde se resuelven las ecuaciones de gobierno y por tanto la posición espacial donde se conozcan las características de flujo. La solución se lleva a cabo tomando en consideración los flujos difusivos y convectivos tanto entrantes como salientes. Las fronteras de cada volumen de control requieren de estos valores para modelar el fenómeno físico. Según las características y condición de las zonas que conforman el dominio, se define el tipo de condiciones frontera la cual puede ser de diferentes tipos como se presenta en la Tabla 4.1.

Tabla 4.1. Clasificación de las condiciones frontera.

Tipo de condición	Descripción
Exteriores	Entre el dominio y sus alrededores.
Interface	Entre dos zonas adyacentes con interface sólido – fluido.
Periódico	Entre cuerpos del mismo dominio que no tienen caras adyacentes.
Interior	Entre volúmenes pertenecientes al mismo cuerpo.

En la asignación de las condiciones de frontera correspondientes a los diferentes volúmenes de control, la herramienta computacional tiene la capacidad de definir la categoría de cada uno de los volúmenes pertenecientes a cada cuerpo del dominio. Así, los volúmenes que se localizan dentro de un cuerpo específico se designan como interior, las caras adyacentes entre los cinco cuerpos del aire adyacente, así como la de la sección de tubo y la aleta son representadas como

paredes, y reconoce además las paredes de entrada y salida que resultarían en las paredes exteriores del aire circundante. Al realizar la unificación de los cuerpos que conforman al aire circundante, desaparecen las condiciones frontera que se definían entre las caras adyacentes y son reemplazadas con condiciones de interior.

Exteriores

Son las fronteras que se encuentran en las zonas que delimitan el dominio y requieren de valores de entrada y salida. Existen varios tipos de condiciones fronteras entre las más importantes se encuentran: flujo de masa, presión, temperatura, velocidad, simetría y no deslizamiento. La Tabla 4.2 describe de manera matemática las condiciones frontera para las diferentes condiciones frontera de tipo exterior.

Tabla 4.2. Representación matemática de las condiciones frontera.

Condición Exterior	Matemáticamente
Masa, presión, temperatura y velocidad	$\phi_i = \text{constante}$
simetría	$\phi_i = \phi_{i+1} \text{ y } \frac{\partial \phi}{\partial n} = 0$
Periódico	$\phi_i = \phi_{i+n} \text{ y } \frac{\partial \phi}{\partial n} = 0$
Interior	$\phi_i = \sum \frac{A_{nb}\phi_{nb} + b}{A_i}$
No deslizamiento	$\phi_i = 0 \text{ y } \frac{\partial \phi}{\partial n} = 0$

donde ϕ_i representa la propiedad en el nodo i , A_{nb} son los coeficientes de los nodos vecinos, b es un término fuente y n el número de total de nodos en una dirección.

La velocidad de entrada es utilizada cuando se conoce o se quiere realizar el cálculo con una velocidad constante específica en la sección transversal. Como la velocidad es una propiedad vectorial, se requiere tanto de la magnitud como su dirección. La velocidad puede ser definida de tres maneras: mediante su magnitud y dirección, mediante las componentes o por su magnitud y dirección normal a la sección transversal. Para la condición térmica solo es necesaria la temperatura promedio en el plano.

Presión de salida. Esta opción es utilizada para modelar descargas de fluido a ambientes exteriores. Se determina la presión manométrica en la frontera exterior de salida que en múltiples ocasiones se asigna un valor de cero para representar una descarga libre, condición que simula una zona de flujo desarrollado [11]. La temperatura en la salida, será resultado del intercambio de calor sucedido en el interior del dominio.

Paredes externas sin deslizamiento. Son las superficies que representan los cuerpos sólidos a través de los cuales no existirá un flujo de materia. Además se aplica la condición de no deslizamiento que supone velocidades muy cercanas a cero en la inmediatez de la pared sólida. Para la condición térmica se desprecia la cantidad de calor disipado hacia los alrededores del dominio computacional, y se define como una frontera aislada térmicamente.

Interface

El contacto entre zonas definidas como solido con zonas definidas como fluido deben ser tratadas como paredes conjugadas donde se supone un flujo de calor continuo. La representación matemática se presenta a continuación.

Tabla 4.3. Representación matemática de la condición pared.

Cantidad de movimiento	Térmica
$\vec{V} = 0$	$-k \frac{\partial T}{\partial n} = h\Delta T$
Condición de no deslizamiento	Flujo de calor constante

Periódicas

Se utiliza para representar fenómenos en donde existe un patrón de repetición. Esta condición de frontera es una clase especial de frontera exterior que encadena fronteras que no se encuentran adyacentes. Se considera al plano periódico opuesto como si fuera un vecino directo de las celdas adyacentes a la primera frontera periódica. Así, cuando se calcula el flujo a través de una frontera de periodicidad se utilizan las condiciones de flujo del plano opuesto.

Se puede aplicar a una geometría que se repite en el sentido del flujo, a la cual se le conoce como periodicidad traslacional, o que se repite de manera transversal al flujo. En la Figura 4.10 se presentan la localización de las dos formas de condiciones frontera periódicas en una geometría. Si el patrón de repetición es traslacional se debe especificar una caída de presión que se toma en cuenta en los cálculos de repeticiones posteriores y aplica a flujos totalmente desarrollados [31]–[33]. Cuando el patrón de repetición es transversal al flujo en una geometría rectilínea, la caída de presión es la misma en los elementos periódicos. Otra posibilidad ocurre en flujos rotacionales donde la condición frontera se conoce como cíclica, situación que no se aborda en el presente trabajo.

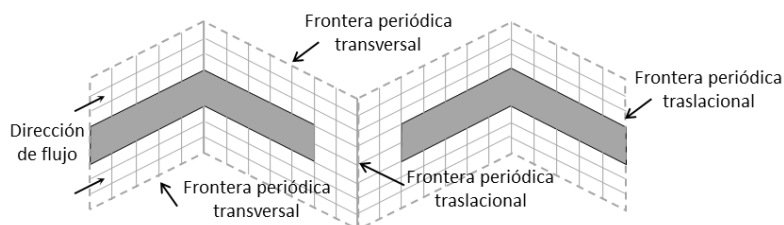


Figura 4.10. Fronteras periódicas de tipo tangencial y traslacional.

Interior

Son volúmenes que están dentro del mismo cuerpo que no se tienen que especificar ya que son continuación entre un volumen y otro. Ocurren cuando las fronteras de dos cuerpos del mismo fluido están en contacto.

4.2.3 Postprocesamiento

En esta etapa se obtienen los resultados y se visualizan las características sobre planos de interés en cada situación. Los planos se realizan mediante coordenadas que se establecen desde el diseño CAD. La determinación de la velocidad y flujo de calor promedio se determinan a partir de un promedio en base al área del plano seleccionado. La temperatura y caída de presión se obtienen de un promedio en base al flujo. Esto se determinó en base a la comparación de los resultados obtenidos en cada situación con los reportados en literatura abierta. También se concluyó que si en la experimentación el flujo se mide a través de un área, el promedio en la simulación debe estar en base al área. La diferencia entre los promedios no es muy importante, la diferencia ocurre por la existencia de zonas donde no hay un desarrollo de flujo.

4.3. Validación

La validación es llevada a cabo comparando el desempeño térmico e hidráulico utilizando: 1) gráficos que relacionan a los factores de Colburn y fricción con el número de Reynolds [21] y 2) mediante correlaciones empíricas que de manera general se expresan como en la ecuación siguiente:

$$j = A_f \cdot Re^{A_2} \quad (4.1)$$

El número de Reynolds se encuentra elevado a una potencia A_2 , describiendo el perfil de la curva, mientras que la constante A_f ajusta el rango del perfil. Wang [24] propone una correlación capaz de predecir los factores para una gran cantidad de intercambiadores, reporta una cantidad de datos con muy variados parámetros geométricos. Las correlaciones para el factor de Colburn y factor de fricción son mostradas en las Ecuaciones (4.2) y (4.3).

$$j = 0.086 Re_{D_c}^{P_1} N^{P_2} \left(\frac{F_p}{D_c} \right)^{P_3} \left(\frac{F_p}{D_H} \right)^{P_4} \left(\frac{F_p}{P_t} \right)^{-0.93} \quad (4.2)$$

$$f = 0.0267 \text{Re}_{Dc}^{F_1} \left(\frac{P_t}{P_l} \right)^{F_2} \left(\frac{F_p}{D_c} \right)^{F_3} \quad (4.3)$$

donde P_n y F_n representan los coeficientes de corrección, P_t y P_l son los espaciamientos transversal y longitudinal, respectivamente, y D_c el diámetro del collar. En las Ecuaciones (4.4) - (4.10) se presenta una recopilación de los coeficientes utilizados en las Ecuaciones (4.2) y (4.3).

$$P_1 = -0.361 - \frac{0.042N}{\log_e(\text{Re}_{Dc})} + 0.158 \log_e \left[N \left(\frac{F_p}{D_c} \right)^{0.41} \right] \quad (4.4)$$

$$P_2 = -1.224 - \frac{0.076 \left(\frac{P_L}{D_h} \right)^{1.42}}{\log_e(\text{Re}_{Dc})} \quad (4.5)$$

$$P_3 = -0.083 + \frac{0.058N}{\log_e(\text{Re}_{Dc})} \quad (4.6)$$

$$P_4 = -5.735 + 1.21 \log_e \left(\frac{\text{Re}_{Dc}}{N} \right) \quad (4.7)$$

$$F_1 = -0.764 + 0.739 \frac{P_t}{P_L} + 0.177 \frac{F_p}{D_c} - \frac{0.00758}{N} \quad (4.8)$$

$$F_2 = -15.689 + \frac{64.021}{\log_e(\text{Re}_{Dc})} \quad (4.9)$$

$$F_3 = 1.696 - \frac{15.695}{\log_e(\text{Re}_{Dc})} \quad (4.10)$$

4.4. Comparación de eficiencias y desempeño termohidráulico

Finalmente se obtiene la información para las diferentes condiciones de flujo de las diferentes geometrías estudiadas y se comparan mediante gráficos de factor de fricción o factor de Colburn vs el número de Reynolds. En el presente trabajo se evalúa el desempeño entre diferentes geometrías lo cual permite conocer la transferencia de calor bajo una cierta condición de flujo, área que ha sido poco estudiada.

4.5 Conclusión

En este capítulo se ha descrito la manera de llevar a cabo una determinación termohidráulica de una geometría de transferencia de calor. En el desarrollo de la metodología se plantea la selección de geometrías, dibujo CAD, simulación CFD, y obtención de resultados. En la preparación de la metodología se ha realizado una lectura de una gran cantidad de trabajos en la literatura abierta y evaluaciones preliminares.

La aplicación de esta metodología es una manera alternativa económica, sencilla, fácil de implementar para la evaluación de geometrías de transferencia de calor, a partir de la abstracción de un elemento representativo. En el siguiente capítulo se presentan los resultados de la evaluación termohidráulica.

Capítulo 5. Resultados

El caso de estudio se centra en la caracterización termohidráulica de intercambiadores de calor tipo de tubos y aletas, mediante métodos numéricos. Se determinan los factores de Colburn y fricción y se definen criterios de selección para superficies de mayor eficiencia y desempeño. Además de evaluar el uso de la simulación CFD para la determinación termohidráulica de nuevos diseños de superficies extendidas. En este capítulo se presentan los diseños CAD de las geometrías analizadas, la etapa de preprocesamiento y postprocesamiento, la validación de resultados obtenidos, análisis de sensibilidad, y comparación del desempeño termohidráulico de las geometrías. Por último se presentan conclusiones y trabajo futuro.

5.1. Geometría

La geometría de aletas rectangulares continuas es una geometría de gran aplicación en evaporadores domésticos. Por tal razón se tomó como base para la generación de dos geometrías anulares con la misma área de transferencia de calor. La aleta anular 1 (CF1) conserva la misma longitud de aleta lo cual obliga a incrementar la densidad de aleta. Esta geometría tendrá un mayor número de aletas por unidad de longitud que la aleta cuadrada. La aleta anular 2 (CF2) se realiza con la misma densidad de aleta para lo cual se varía la longitud de aleta. En la Tabla 5.1 se resumen las dimensiones de las aletas seleccionadas.

Para el estudio de validación se utilizó la geometría de una aleta rectangular reportada en [21] la cual se presenta en la Tabla 5.2. No se encontró en la literatura abierta una aleta circular con las características desarrolladas en este estudio para su validación.

Tabla 5.1. Dimensiones geométricos de los dominios computacionales.

	Longitud F_L [mm]	Densidad de aleta F_p [aletas/m]	Espaciamiento F_p [mm]	Espesor de aleta F_t [mm]	Área de transferencia [mm ²]	Dominio computacional [mm]
Aleta Cuadrada (SF)	25	100	9.975	0.125	7.043E+05	242 x 62 x 10.1
Aleta anular 1 (CF1)	25	128	7.748	0.125	7.037E+05	242 x 62 x 7.873
Aleta anular 2 (CF2)	28.85	100	9.975	0.125	7.043E+05	249.7 x 69.7 x 10.1

Tabla 5.2. Características de la geometría de referencia.

Espesor de aleta.	0.3302	[mm]
Diámetro del tubo	10.21	[mm]
Espaciamiento longitudinal de tubos.	22.99	[mm]
Espaciamiento transversal de tubos.	25.4	[mm]
Espaciamiento entre aletas	3.175	[mm]
Área mínima de flujo	43.21	[mm ²]
Diámetro hidráulico	3.63	[mm]
Alineación de tubos	Tubos desfasados.	

5.2. Generación de malla

En la Tabla 5.3 se presenta un resumen de los resultados de las mallas generadas en todo el dominio computacional el cual incluye el aire y la geometría particular de la aleta.

Tabla 5.3. Estadísticas de Mallado.

	Aleta cuadrada	Aleta anular 1	Aleta anular 2
Número de nodos	883,134	825,300	875,700
Número de elementos	829,040	775,500	823,500
Elementos en la aleta	68,800	60,000	69,600
Sesgo Máximo	0.5012	0.6221	0.6378
Sesgo Promedio	0.1203	0.0720	0.0698

Como puede observarse el sesgo máximo lo tiene la aleta anular 2 con un valor máximo de 0.6378. Este valor de sesgo se considera bueno y únicamente se

localiza en una cantidad pequeña de elementos en la zona de transición anular-rectangular. El valor promedio es de 0.0698, indicando buena calidad de malla.

5.3. Comparación de modelos laminares y turbulentos

Se realizó un estudio para evaluar el efecto de la aplicación del modelo de transporte de cantidad de movimiento con los modelos: laminar (aplicándolo para número de Reynolds menor a 1,000) y turbulentos (modelos $k-\varepsilon$ y $k-\omega$). Los resultados del factor de Colburn se muestran en la Figura 5.1.

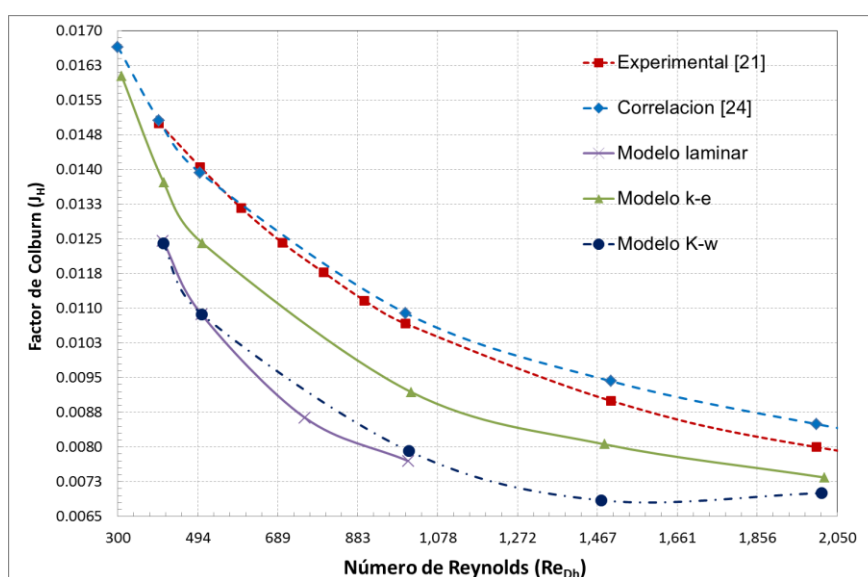


Figura 5.1. Factor de Colburn a partir de diferentes modelos de turbulencia.

Como se puede observar, el modelo laminar tiene una pobre predicción comparado con reportes en literatura [21], [24] aún en el rango donde se esperaba un buen ajuste. Este modelo no considera los esfuerzos de Reynolds en la transferencia de calor por lo que se puede asumir que las aletas tienen un efecto en la transferencia de calor aún a números de Reynolds bajo.

Por otro lado también se compara el efecto del modelo de turbulencia en el factor de fricción, el cual se presenta en la Figura 5.2. Como se puede observar los modelos de turbulencia y laminar tiene una predicción superior a la reportada en la literatura [21] pero inferior a la reportada por [24]. No se observa un cambio

significativo entre los modelos laminar y de turbulencia. Como los efectos de fricción toman una importancia mayor, los resultados son ligeramente mayores. Por tener los mejores resultados tanto en la parte térmica como hidráulica, en las simulaciones siguientes se utiliza el modelo $k-\varepsilon$.

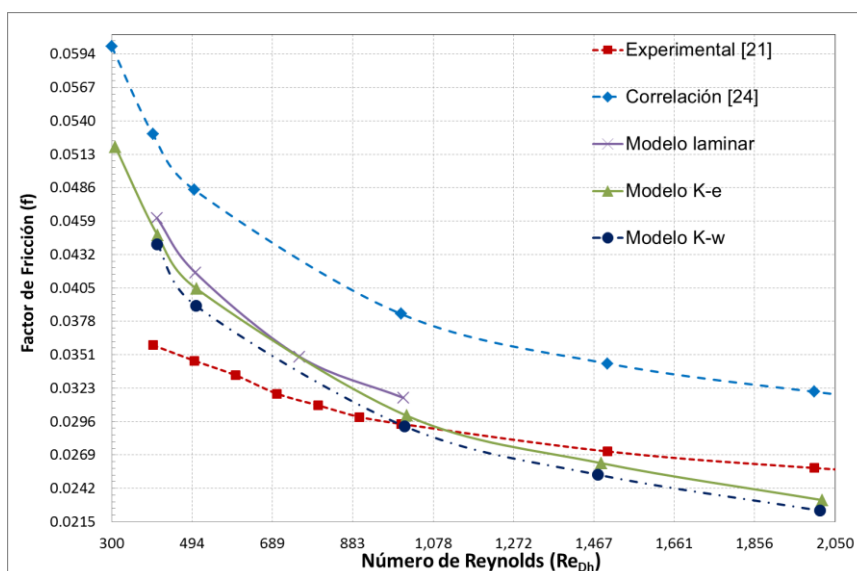


Figura 5.2. Factor de fricción para varios modelos de turbulencia.

5.4. Propiedades físicas de materiales y fluidos

Se considera que los sólidos (tubo y aleta) están constituidos de material aluminio con propiedades físicas constantes. Las propiedades físicas del aire están determinadas en función a la temperatura promedio del aire. La temperatura promedio del aire se asume en una primera iteración y es corregida en cálculos posteriores. Las propiedades del aluminio y aire se presentan en la Tabla 5.4.

Tabla 5.4. Propiedades de los materiales y fluidos.

Propiedad	Aluminio	Aire (Temperatura evaluada en Kelvin)	Unidades
Densidad	2,719	$1.651 \times 10^{-5} T^2 - 1.377 T + 3.821$	[kg/m ³]
Viscosidad	---	$-4.22 \times 10^{-11} T^2 + 7.279 \times 10^{-8} T + 5.043 \times 10^{-7}$	[Pa-s]
Calor específico	871	$1.119 \times 10^{-6} T^3 - 6.837 \times 10^{-4} T^2 + 1.422 \times 10^{-1} T + 990.2$	[J/kgK]
Conductividad térmica	202.4	$7.318 \times 10^{-5} T + 4.162 \times 10^{-3}$	[W/mK]

5.5. Condiciones frontera

La zona del aire circundante es el cuerpo geométrico más abundante, está conformado por aire atmosférico y define las condiciones de intercambio desde y hacia el dominio como se muestra en la Figura 5.3. Al ser un cuerpo cúbico contiene seis caras de entrada y salida; dos caras de flujo, cuatro caras con transporte periódico.

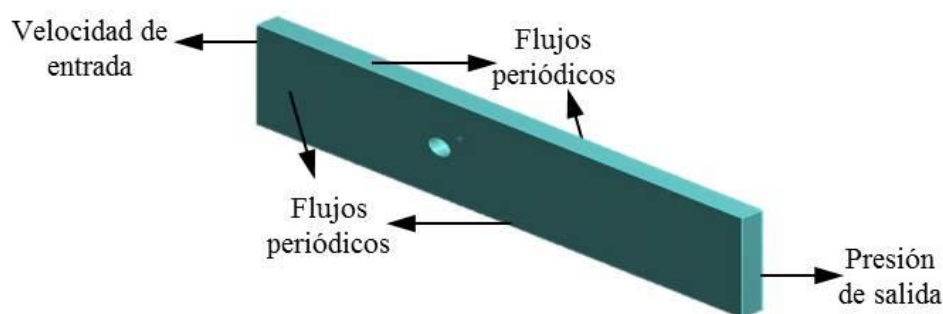


Figura 5.3. Representación de las condiciones frontera para el aire envolvente.

La sección de las aletas, son paredes por donde se disipa el calor hacia el fluido por procesos convectivos y generan perturbaciones hidrodinámicas en forma de caídas de presión y formación de capas límite sobre la superficie. Las superficies del sólido (aleta y tubo) se designan como paredes sin deslizamiento. La condición térmica considera superficies acopladas donde se determina el transporte de calor como se observa en la Figura 5.4. Condición que supone la igualdad entre el calor disipado por conducción desde la aleta y el absorbido mediante convección por el aire.

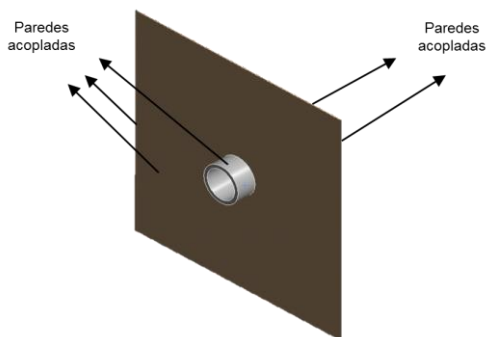


Figura 5.4. Condiciones frontera para la sección de la aleta.

En las interfaces sólido-líquido, se generan de manera automática por el software superficies imaginarias o condiciones frontera denominadas como sombras (shadows). Estas son utilizadas para acoplar tanto las condiciones dinámicas y térmicas de las dos fases que componen a la interfaz, ya que existe un cambio repentino de las propiedades físicas y de las ecuaciones de gobierno.

La sección del tubo se encuentra inmersa entre dos condiciones térmicas muy diferentes, ya que disipa calor tanto por convección al estar expuesto parcialmente al aire circundante y la transferencia de calor por difusión hacia la aleta en la unión de los mismos. Se consideran dos fronteras expuestas al aire circundante, las cuales serán previstas como paredes sin deslizamiento y acopladas para su evaluación a la convección. La unión que se genera entre la aleta y la sección del tubo, no requiere de especificación adicional a la opción de acoplamiento, por el hecho de estar conformado por un mismo material como se muestra en la Figura 5.5. Por el interior del tubo, fluye refrigerante el cual se considera que esta en evaporación a una temperatura constante. Bajo esta suposición se considera la superficie interior del tubo a una presión que lleva a la temperatura de saturación de -10°C .

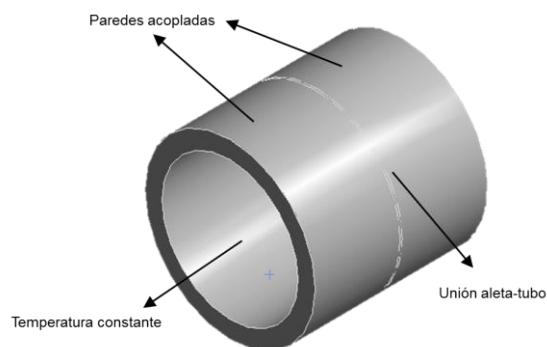


Figura 5.5. Condiciones frontera sección de tubo.

Así quedan definidas las condiciones de frontera para el dominio en su totalidad, siendo las más importantes en su definición las condiciones de temperatura y velocidad a la entrada del aire circundante, las cuales representarían las condi-

ciones máximas para el fenómeno; así como la temperatura en la sección interior del tubo, lo que constituye el sumidero de calor y la temperatura mínima en el fenómeno. En la Tabla 5.5 se resumen las condiciones frontera, con sus especificaciones y la cantidad de estas presentes:

Tabla 5.5. Resumen de las condiciones frontera.

Clasificación	Propiedad dinámica	Propiedad térmica	Cantidad	sección
Velocidad de entrada	Velocidad 0.5 a 4 m/s	Temperatura 25 °C	1	Aire circundante
Presión de Salida	Presión 0 Pa	Temperatura de retroceso 25 °C	1	Aire circundante
Flujo periódico	-----	-----	4	Aire circundante
Paredes acopladas	Sin deslizamiento	acopladas	6, 2	Aleta, tubo
Paredes de interfaz	-----	acopladas	6, 2	Aleta, tubo
Pared Interior	-----	acoplada	1, 1	Aleta, tubo
Pared de temperatura constante	-----	Temperatura -10°C	1	Tubo
Interior	-----	-----	2	Aire, aleta

5.6. Validación del modelo numérico

A lo largo de la realización de este trabajo se ha encontrado una gran complejidad en la recolección, interpretación y análisis de resultados. En la literatura no siempre los resultados han sido reportados bajos los mismos criterios. Como se observa en las correlaciones publicadas en [1], [22], [23], los coeficientes de Colburn y fricción varían en función del número de Reynolds, pero la longitud característica tomada para su definición se modifica, utilizando tanto el diámetro del tubo, el diámetro hidráulico de la zona del aire o el diámetro de una superficie añadida a la zona del tubo conocida como collar.

Debido a que cada característica geométrica tiene un impacto en el desempeño del intercambiador, es necesario reproducir la geometría de la manera más precisa para poder realizar la validación. La Figura 5.6 muestra la comparación de los resultados del estudio numérico con los resultados presentados en literatura

para el factor de Colburn [21], [24]. La tendencia descrita por cada una de las tres curvas es muy similar. Los resultados de la simulación generan una curva por debajo de los resultados reportados experimentalmente, mostrando una desviación entre el 3 % y 14 %, fenómeno también observado por los reportes de simulaciones numéricas [11].

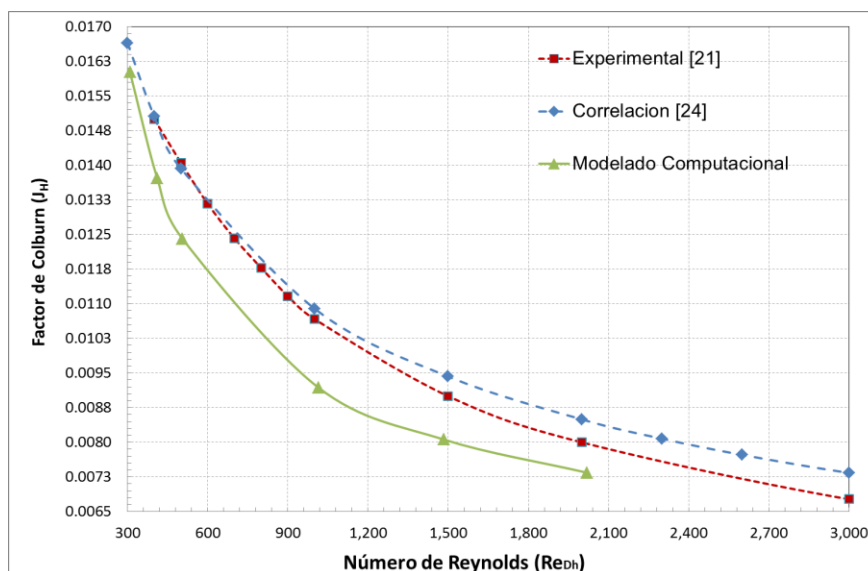


Figura 5.6. Validación Numérica - factor de Colburn.

La Figura 5.7 muestra los resultados del factor de fricción resultante de la simulación numérica y los reportados en la literatura por [21], [24]. Como se puede observar la tendencia de la simulación es muy similar a la presentada por [24], sin embargo el valor numérico se encuentra más en el rango experimental reportado por [21]. Esto se puede deber a restricciones no reportadas en la experimentación de [24]. La curva reportada por [21] no muestra un cambio importante en la pendiente a números de Reynolds de 1,000. Punto identificado como el cambio de régimen de laminar a turbulento [11]. Los efectos de fricción en zonas laminar son mucho más importantes que a altos número de Reynolds.

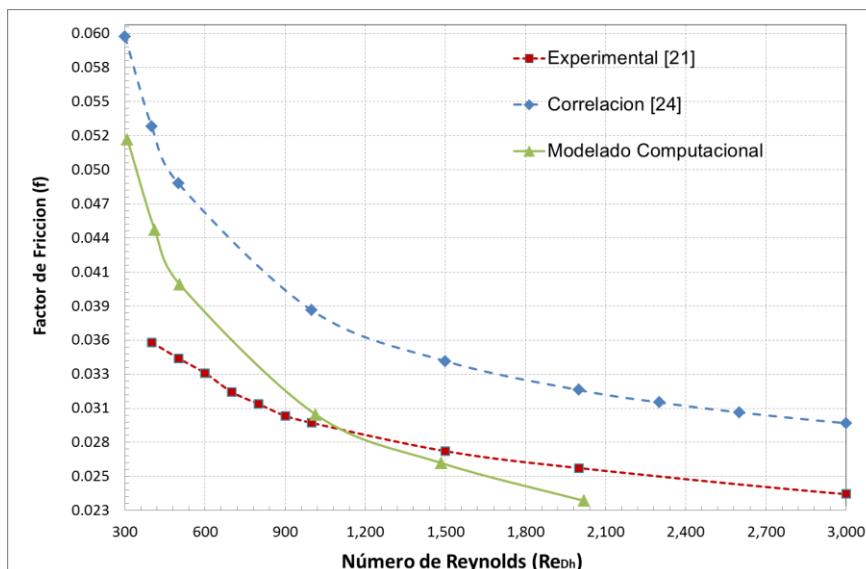


Figura 5.7. Validación numérica - factor de fricción.

5.7. Análisis de sensibilidad de malla

El análisis de sensibilidad de malla, es un estudio realizado para conocer el tamaño adecuado de los elementos necesarios en la simulación, esto en orden de los fenómenos de formación de capas límites y esfuerzos de Reynolds principalmente. En un estudio numérico los resultados son fuertemente dependientes del espaciamiento entre nodos. Al disminuir el número de nodos es posible incrementar la fidelidad de los resultados pero esto implica el aumento de los volúmenes considerados. Entre menor es el volumen individual de control se requieren una mayor cantidad de nodos para conformar la totalidad del dominio, lo cual implica una mayor cantidad de ecuaciones a resolver y el tiempo de cómputo. Con la finalidad de contar con la malla de menor cantidad de nodos posible sin perder definición en los resultados, se hace el análisis de sensibilidad de malla que consiste en una serie de simulaciones en las que se cambia el tamaño de los elementos.

El caso considera la simulación de la aleta rectangular bajo cuatro diferentes tamaños de malla. En todos los casos los elementos y forma de mallado se

conservaron de manera que la calidad ortogonal y el sesgo fueron de 0.699 y 0.5 respectivamente. Los elemento totales creados fueron de 1,890,912, 428,896, 172,944, 89,760 para longitud media del elemento de 0.3 mm, 0.5 mm, 0.7 mm y 0.9 mm respectivamente. La Figura 5.8 muestra el factor de Colburn para rangos del número de Reynolds que corresponden a velocidades de entrada en un rango de 0.3 a 4 m/s.

El porcentaje de variación entre la simulación del elemento de longitud media 0.3 mm y el de 0.5 mm a un número de Reynolds de 1,000 es de 0.63%. Para la geometría con elementos de longitud media 0.7 mm es de 3.39% y para la geometría con elementos de longitud media de 0.9 mm es de 4.99%.

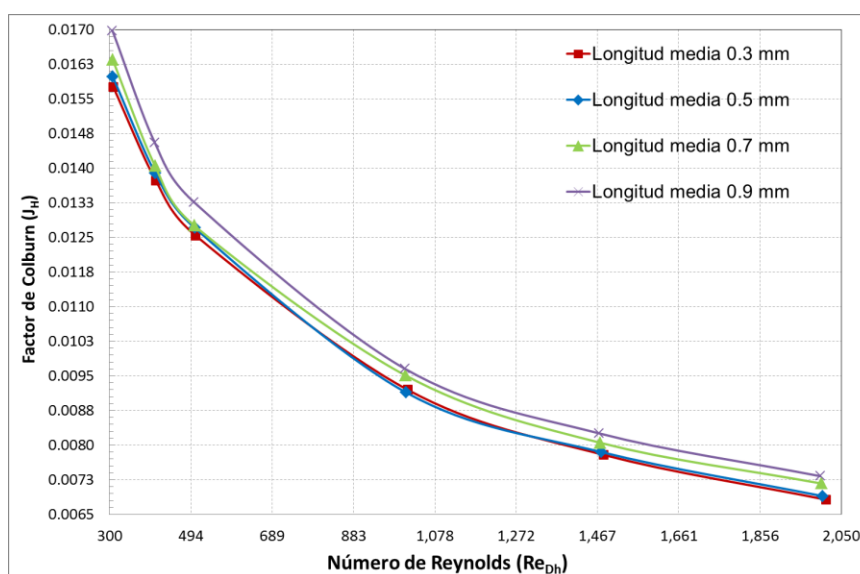


Figura 5.8. Análisis de sensibilidad de malla para factores de Colburn.

La Figura 5.9 muestra el factor de fricción para el mismo rango de Reynolds. Para Reynolds por debajo de 500 (velocidades menores a 1 m/s) el tamaño de la malla no afecta el resultado del factor de fricción, sin embargo con mallas gruesas, a mayor velocidad existe una desviación del factor de fricción.

Para un número de Reynolds de 1,000 la desviación de los valores obtenidos se para los diferentes tamaños de elementos se resume en la Tabla 5.6.

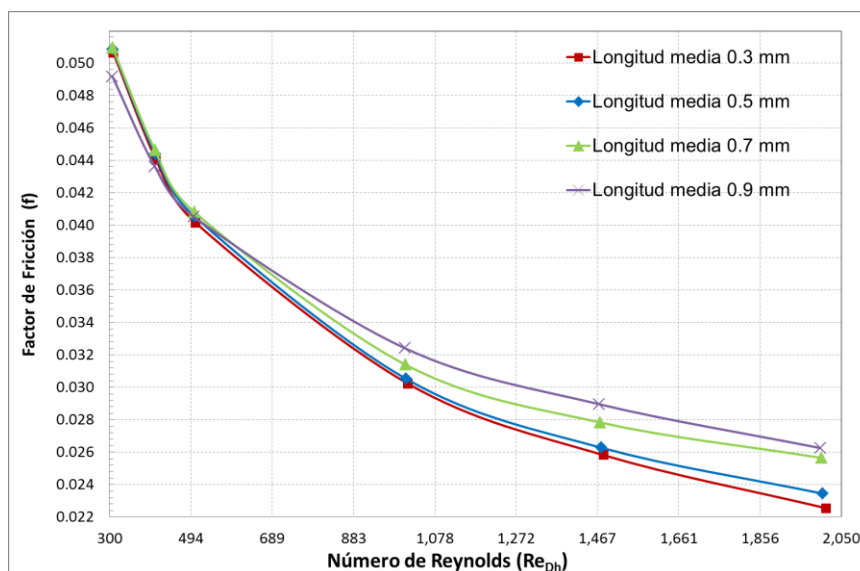


Figura 5.9. Análisis de sensibilidad para factores de fricción.

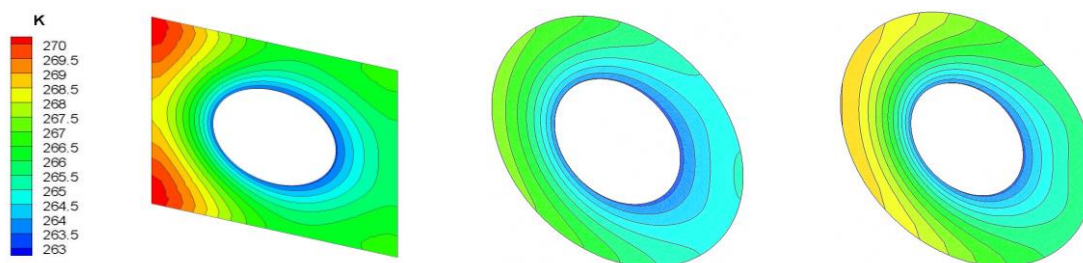
Tabla 5.6. Desviación del factor de fricción para número de Reynolds 1,000.

Tamaño del elemento [mm]	Desviación [%]
0.3	Referencia
0.5	0.99
0.7	4.01
0.9	7.54

Para simulaciones posteriores se determina que la longitud media del elemento para determinar un factor de Colburn y fricción suficientemente bueno en un rango hasta los 2,000 Reynolds, sin una cantidad muy grande de elementos es con una longitud media de 0.5 mm.

5.8. Comparación entre aletas cuadrada y anular

El primer resultado presenta la distribución de temperatura sobre la superficie de las tres aletas bajo una velocidad de flujo de aire de 2 m/s. Los resultados se presentan en la Figura 5.10.



a) aleta rectangular b) anular igual longitud c) anular igual densidad

Figura 5.10. Perfil de temperatura sobre la aleta a una velocidad de 2 m/s.

Como se puede observar las tres aletas muestran la mayor temperatura en la zona frontal. La aleta rectangular muestra una mayor temperatura, seguida de la aleta anular de igual densidad. Esto indica que en esas zonas hay un menor gradiente de temperatura que reduce la transferencia de calor. La eficiencia de la aleta nos sirve de parámetro para describir la cantidad de calor transferido entre el máximo posible si la aleta tuviera la temperatura de la base. La Figura 5.11 muestra la eficiencia de las tres aletas para un rango de número de Reynolds. Como se puede observar, a número de Reynolds bajo la diferencia entre las eficiencias es menor que a un número de Reynolds grande, lo que indica que la transferencia de calor por cada aleta se reduce a medida que se aumenta el flujo de aire.

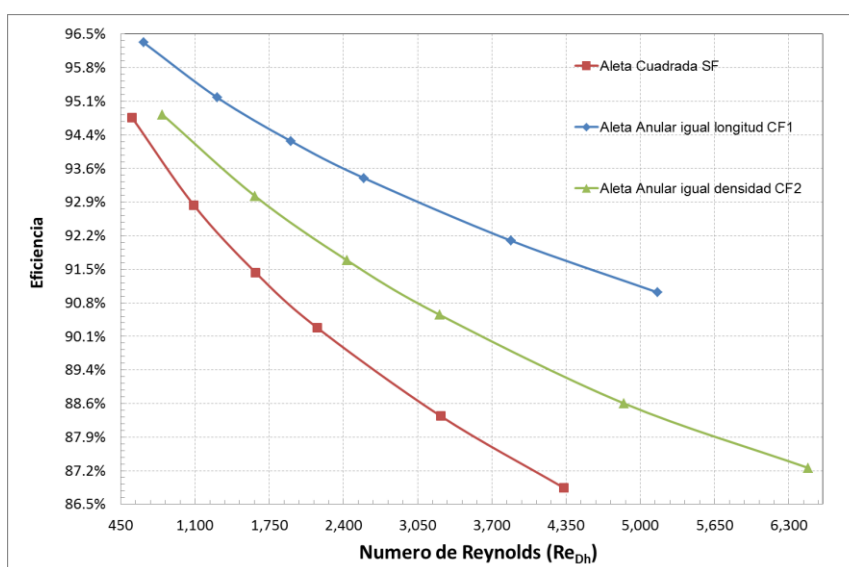


Figura 5.11. Comparación de eficiencia entre aletas cuadrada y anulares.

Los contornos de velocidad para el flujo del aire alrededor de las aletas cuadradas se muestran en la Figura 5.12. El número de Reynolds es de 2,581 (2 m/s) y la diferencia de temperatura entre la entrada y salida del aire es de 3°C. En esta imagen se puede apreciar la estela central que produce el tubo y la formación de capas límites desde la aleta hacia el exterior.

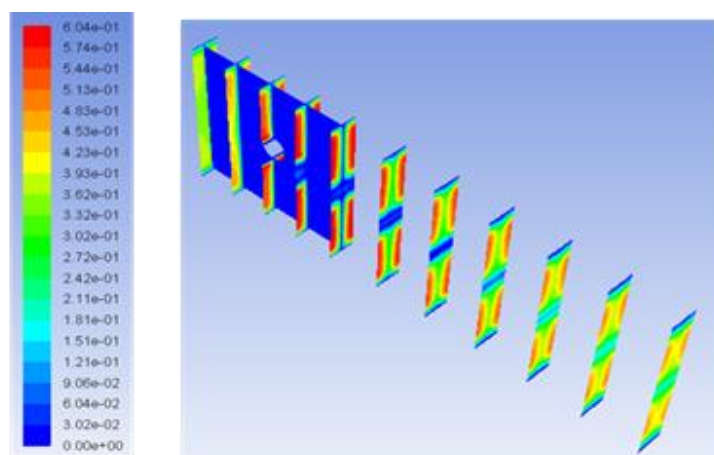


Figura 5.12. Contornos de velocidad para el aire (m/s).

La comparación de los resultados de la simulación entre las diferentes aletas para el factor de Colburn se presenta en la Figura 5.13. Para una misma velocidad frontal, el número de Reynolds es diferente debido a que el diámetro hidráulico en cada geometría es diferente. Se observa que el factor de Colburn para la aleta cuadrada es el menor en todo el rango, seguido de la aleta circular de igual longitud donde el efecto principal es por la reducción del área de las esquinas y finalmente la aleta de igual densidad. Es importante resaltar que aunque son geometrías diferentes los perfiles son semejantes entre sí como lo observa [24].

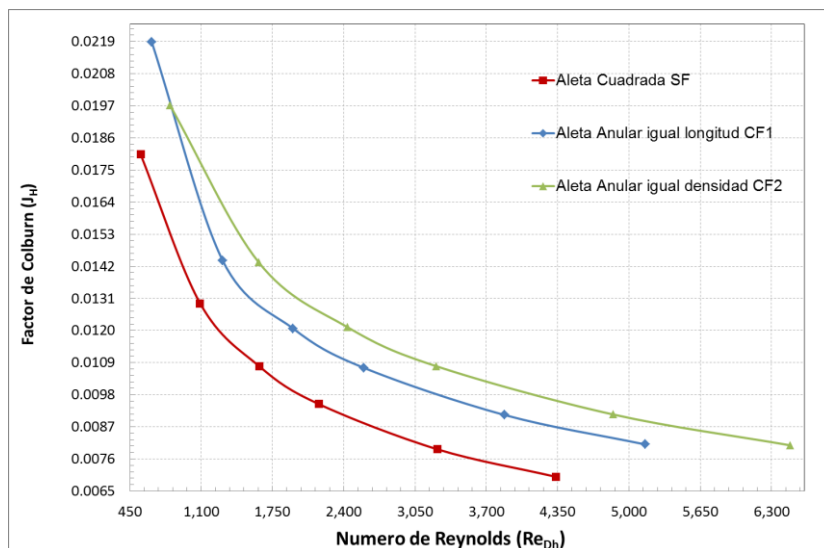


Figura 5.13. Factor de Colburn para las geometrías de estudio.

Los valores del factor de fricción se presentan en la Figura 5.14. Se observa que el factor de fricción menor ocurre para la aleta rectangular, seguida de la aleta circular de igual longitud, debido a la reducción del espacio entre aletas. Un espacio menor incrementa la posibilidad de interacción del fluido que se desarrolla en la capa límite entre aletas contiguas. Finalmente la aleta circular de igual densidad.

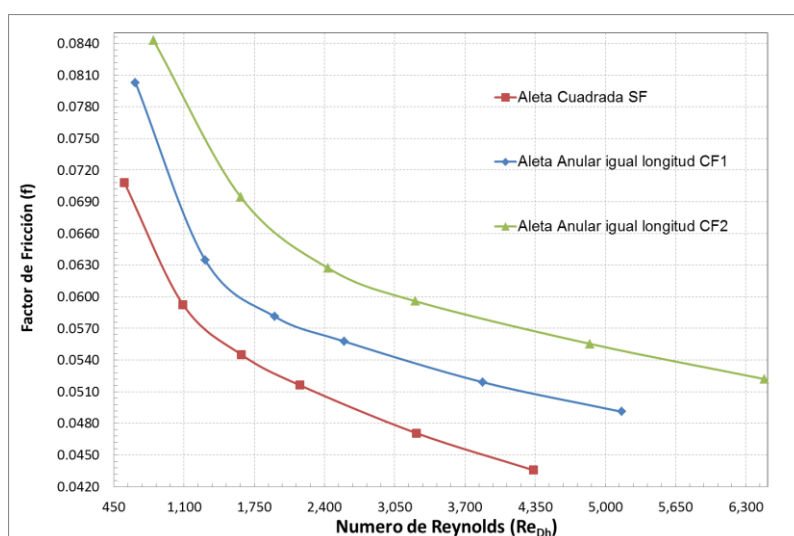


Figura 5.14. Factor de fricción para las geometrías de estudio.

5.9. Efecto del número de hileras

Se realizó un estudio del efecto del número de hileras en la dirección de flujo para un rango de Reynolds entre 180 a 550 el cual permite una comparación con resultados en la literatura. Como se observa en la Figura 5.14 el factor de Colburn promediado en las hileras, disminuye al aumentar el número de hileras, efecto observado por otros autores [1]. En la primera hilera hay una diferencia de temperatura grande que promueve una transferencia de calor grande. A medida que aumentan las hileras, la diferencia de temperatura disminuye y con esto el factor promedio tiende a decrecer.

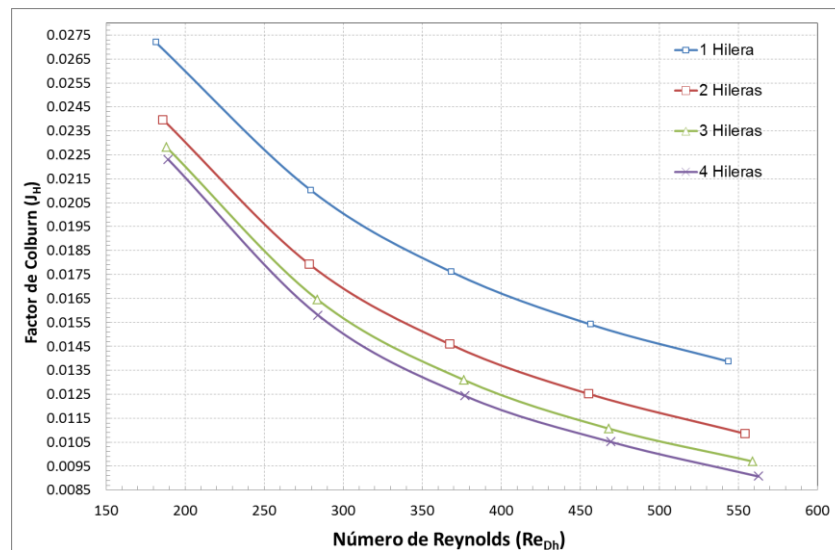


Figura 5.15. Efecto del número de hileras en el factor de Colburn.

5.10. Conclusiones

En este capítulo se presentaron los resultados de la comparación del desempeño termohidráulico de diferentes geometrías de aletas con una misma área de transferencia de calor por unidad de longitud. Esto implica una variación en la longitud de la aleta o en la densidad de la aleta. A continuación se resaltan los puntos encontrados:

1. Se identifican que el modelo de turbulencia $k-\varepsilon$ es el más apropiado para la representación del fenómeno.

2. Se determinó el tipo de condiciones frontera más apropiadas son aplicables para la representación de un elemento representativo de la geometría.
3. Se realizó una validación numérica con los datos reportados en la literatura abierta.
4. Se determinó que la longitud media del elemento es de 0.5 mm mediante un análisis de sensibilidad de malla.
5. Se identifica que la eficiencia térmica de la aleta anular de igual longitud (CF1) es la mayor para el rango de número de Reynolds estudiado.
6. Se determina que la aleta anular de igual densidad (CF2) tiene un mayor factor de Colburn y factor de fricción.
7. Finalmente se observa la disminución del factor de Colburn con el aumento del número de hileras.

Capítulo 6. Conclusión y Trabajo Futuro

6.1. Conclusión

En la actualidad la selección de geometrías de transferencia de calor depende de la experiencia del diseñador y la aplicación a la cual se enfoca el producto. En este trabajo se presenta la comparación térmica e hidráulica del desempeño de aletas de geometría rectangulares y anulares con igual área de transferencia de calor. La metodología que se presenta permite el análisis de nuevas y diversas geometrías, el diseño y selección más adecuado para una situación particular, poco estudiado en la literatura. La confianza en la reproducción de datos experimentales la coloca a los estudios de simulación como una alternativa muy favorable frente a estudios experimentales.

Es importante realizar un estudio de esta naturaleza ya que una aleta de mayor eficiencia no es en realidad la que presenta la mayor transferencia de calor o menor caída de presión como se observó en este trabajo. Dado que la aplicación de este tipo de geometrías está destinada a sistemas de refrigeración, una buena selección de la geometría mejorará la transferencia de calor y contribuirá a mejorar la eficiencia de los ciclos de refrigeración. Por otro lado una caída de presión pequeña implica la reducción en la potencia de impulsores impactando de manera moderada en el uso de la energía.

6.2. Trabajo futuro

En la literatura existen trabajos en donde se comparan las características geométricas de una geometría en particular como longitud y separación de aleta, numero de hileras y arreglo entre hileras. Sin embargo no existen trabajos encaminados a la selección de una geometría en base a su desempeño termohidráulico o para el diseño de nuevas geometrías capaces de cumplir con un requerimiento preestablecido.

En este trabajo se explora la posibilidad de comparar la transferencia de calor y caída de presión entre dos tipos de aletas, sentando las bases para explorar otro tipo de aletas como helicoidales o de pernos. En la Figura 6.1 se muestra una aleta de tipo pernos la cual promete una transferencia de calor importante frente a las aletas antes estudiadas. Es de gran interés conocer el desempeño de otras geometrías y utilizarlo como base para el desarrollo de nuevos productos.

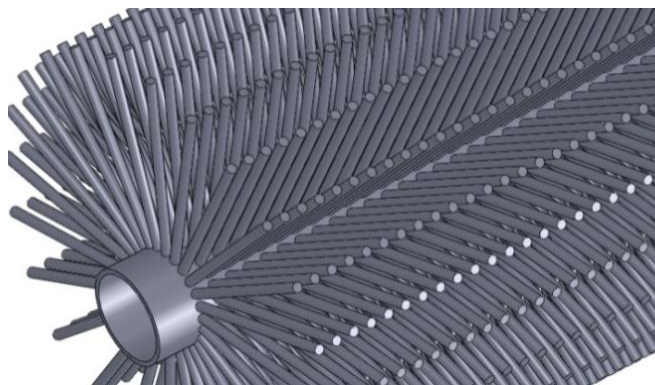


Figura 6.1. Aleta del tipo tubo y pernos

Bibliografía

- [1] Y. Kim and Y. Kim, "Heat transfer characteristics of flat plate finned-tube heat exchangers with large fin pitch," *Int. J. Refrig.*, vol. 28, no. 6, pp. 851–858, Sep. 2005.
- [2] W.-M. Yan and P.-J. Sheen, "Heat transfer and friction characteristics of fin-and-tube heat exchangers," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 43, no. 9, pp. 1651–1659, May 2000.
- [3] H. J. Kang, W. Li, H. Z. Li, R. C. Xin, and W. Q. Tao, "Experimental study on heat transfer and pressure drop characteristics of four types of plate fin-and-tube heat exchanger surfaces," *J. Therm. Sci.*, vol. 3, no. 1, pp. 34–42, 1994.
- [4] N. Nagarani, K. Mayilsamy, A. Murugesan, and G. S. Kumar, "Review of utilization of extended surfaces in heat transfer problems," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 29, pp. 604–613, Jan. 2014.
- [5] M. M. Aslam Bhutta, N. Hayat, M. H. Bashir, A. R. Khan, K. N. Ahmad, and S. Khan, "CFD applications in various heat exchangers design: A review," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 32, no. 0, pp. 1–12, Jan. 2012.
- [6] S. Kakac and H. Liu, *Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design*, 2nd Ed. Crc Press, 2002, pp. 1–74.
- [7] W. a. Khan, J. R. Culham, and M. M. Yovanovich, "Convection heat transfer from tube banks in crossflow: Analytical approach," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 49, no. 25–26, pp. 4831–4838, Dec. 2006.
- [8] M. Waltrich, C. J. L. Hermes, J. M. Goncalves, and C. Melo, "A first-principles simulation model for the thermo-hydraulic performance of fan supplied tube-fin heat exchangers," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 30, no. 14–15, pp. 2011–2018, Oct. 2010.
- [9] R. K. Shah and D. P. Sekulic, "Fundamentals of heat exchanger design," in *Fundamentals of heat exchanger design*, Wiley, Ed. John Wiley & Sons, Inc., 2003, pp. 41–46.
- [10] P. Naphon, "Study on the heat transfer characteristics of the annular fin under dry-surface, partially wet-surface, and fully wet-surface conditions," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 33, no. 1, pp. 112–121, Jan. 2006.

- [11] R. Bala Sundar Rao, G. Ranganath, and C. Ranganayakulu, "Development of colburn 'j' factor and fanning friction factor 'f' correlations for compact heat exchanger plain fins by using CFD," *Heat Mass Transf.*, vol. 49, no. 7, pp. 991–1000, Mar. 2013.
- [12] J. P. Holman, *Transferencia de calor*, 8th Ed. McGraw-Hill Book Company, 1998, pp. 379–409.
- [13] C.-C. Wang, Y.-J. Chang, Y.-C. Hsieh, and Y.-T. Lin, "Sensible heat and friction characteristics of plate fin-and-tube heat exchangers having plane fins," *Int. J. Refrig.*, vol. 19, no. 4, pp. 223–230, May 1996.
- [14] M. Lee, T. Kang, and Y. Kim, "Air-side heat transfer characteristics of spiral-type circular fin-tube heat exchangers," *Int. J. Refrig.*, vol. 33, no. 2, pp. 313–320, Mar. 2010.
- [15] K. Laor and H. Kalman, "Performance and optimum dimensions of different cooling fins with a temperature-dependent heat transfer coefficient," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 39, no. 9, pp. 1993–2003, Jun. 1996.
- [16] C. Arslanturk, "Simple correlation equations for optimum design of annular fins with uniform thickness," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 25, no. 14–15, pp. 2463–2468, Oct. 2005.
- [17] S. M. Zubair, a. Z. Al-Garni, and J. S. Nizami, "The optimal dimensions of circular fins with variable profile and temperature-dependent thermal conductivity," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 39, no. 16, pp. 3431–3439, Nov. 1996.
- [18] E. M. a. Mokheimer, "Performance of annular fins with different profiles subject to variable heat transfer coefficient," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 45, no. 17, pp. 3631–3642, Aug. 2002.
- [19] Y. Yener and S. Kakac, *Heat Conduction*, 4th Ed. Taylor & Francis, 2008, pp. 47–220.
- [20] A. Acosta-Iborra and A. Campo, "Approximate analytic temperature distribution and efficiency for annular fins of uniform thickness," *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 48, no. 4, pp. 773–780, Apr. 2009.
- [21] W. M. Kays and A. L. London, *Compact Heat Exchangers*, 3rd Ed. McGraw-Hill Book Company, 1984.

- [22] J. R. Barbosa, C. Melo, and C. J. L. Hermes, "A Study of the Air-Side Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Tube-Fin ' No-Frost ' Evaporators," 2008.
- [23] C.-C. Wang and K.-Y. Chi, "Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part I: new experimental data," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 43, no. 15, pp. 2681–2691, Aug. 2000.
- [24] C.-C. Wang, K.-Y. Chi, and C.-J. Chang, "Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part II: Correlation," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 43, no. 15, pp. 2693–2700, Aug. 2000.
- [25] M. S. Mon and U. Gross, "Numerical study of fin-spacing effects in annular-finned tube heat exchangers," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 47, no. 8–9, pp. 1953–1964, Apr. 2004.
- [26] F. white, *Viscous fluid flow*, 2nd Ed. McGraw-Hill Book Company, 1991, pp. 59–211.
- [27] A. Bejan, *Convection Heat Transfer*, 3rd Ed. John Wiley & Sons, Inc., 2004, pp. 1–80.
- [28] H. K. Versteeg and W. Malalasekara, *An introduction to computational fluid dynamics*, 1st Ed. Longman Scientific & Technical, 1995, pp. 41–154.
- [29] S. V. Patankar, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. 1980.
- [30] X. Tan, W. Chen, G. Wu, and J. Yang, "Study of airflow in a cold-region tunnel using a standard $k - \epsilon$ turbulence model and air-rock heat transfer characteristics: validation of the CFD results," *Heat Mass Transf.*, vol. 49, no. 3, pp. 327–336, Nov. 2012.
- [31] Z. G. Qu, W. Q. Tao, and Y. L. He, "Three-Dimensional Numerical Simulation on Laminar Heat Transfer and Fluid Flow Characteristics of Strip Fin Surface With X-Arrangement of Strips," *J. Heat Transfer*, vol. 126, no. 5, p. 697, 2004.
- [32] G. Xie, Q. Wang, and B. Sunden, "Parametric study and multiple correlations on air-side heat transfer and friction characteristics of fin-and-tube heat exchangers with large number of large-diameter tube rows," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 29, no. 1, pp. 1–16, Jan. 2009.
- [33] H. Bilirgen, S. Dunbar, and E. K. Levy, "Numerical modeling of finned heat exchangers," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 61, no. 2, pp. 278–288, Nov. 2013.